



HAL
open science

Caractérisation et modélisation magnétothermique appliquée à la réfrigération magnétique

Ulrich Legait

► **To cite this version:**

Ulrich Legait. Caractérisation et modélisation magnétothermique appliquée à la réfrigération magnétique. Autre. Université de Grenoble, 2011. Français. NNT : 2011GRENT065 . tel-00612428v2

HAL Id: tel-00612428

<https://theses.hal.science/tel-00612428v2>

Submitted on 5 Sep 2013

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

Spécialité : **Génie Electrique**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

Ulrich LEGAIT

Thèse dirigée par **Afef LEBOUÇ** et
codirigée par **Daniel FRUCHART**

préparée au sein du **Laboratoire de Génie Electrique de
Grenoble et à l'Institut Néel**
dans l'**École Doctorale EEATS « Electronique,
Electrotechnique, Automatique et Traitement du Signal »**

CARACTERISATION ET MODELISATION MAGNETOTHERMIQUE APPLIQUEE A LA REFRIGERATION MAGNETIQUE

Thèse soutenue publiquement le **18 Février 2011**,
devant le jury composé de :

Mme Carmen VASILE

Maitre de conférences, LGéCo, Strasbourg, Présidente

M. Philippe NIKA

Directeur département ENISYS, Belfort, Rapporteur

M. Osmane SARI

Professeur à l'Institut de Génie Thermique, Yverdon les bains, SUISSE
Rapporteur

M. Vincent HARDY

Directeur de recherche, CRISMAT, Caen, Examineur

M. Jean-Paul YONNET

Directeur de Recherche CNRS, Grenoble, Examineur

Mme Afef LEBOUÇ

Directeur de Recherche CNRS, Grenoble, Directrice de thèse

M. Daniel FRUCHART

Directeur de Recherche CNRS, Grenoble, Co-directeur de thèse





Remerciements

Un tiens vaut mieux que deux tu l'auras. J'ai tenté le diable, connaissant évidemment le fameux dicton « Qui ne tente rien n'a rien » ; et je l'ai eu, ce fameux doctorat. Je vais donc essayer de remercier toutes les personnes qui m'ont supportées (dans les deux sens du terme) durant ces trois dernières années.

Tout d'abord, merci à la famille qui s'est démenée tant bien que mal pour que je puisse en arriver là où j'en suis aujourd'hui. C'est pourquoi, chère famille, je vous dédie ce doctorat. (Vous pouvez peut-être bien vendre le titre sur « leboncoin » pour une centaine d'euros, on ne sait jamais...)

Au niveau laboratoire, il n'est pas rare de commencer par son propre chef, pour ma part Mme LEBOUC Afef. Un grand merci pour ces trois années passées, où tu m'as laissé concrétiser mes idées, parfois mauvaises, parfois bonnes, parfois farfelus voir même parfois réduites à néant... Dans tous les cas, c'était une très bonne expérience professionnelle comme personnelle.

Je remercie également tout le service administratif, dont quelques personnes qui se reconnaîtront, avec qui j'ai passé de très bons moments (non pas coquins, promis), à la fois sur le plan humain que professionnel. Loulou vous dit merci pour tout!

Je suis également bien content d'avoir rencontré certaines personnes qui, étant donné nos points communs, sont devenus des amis que j'ai vu, que je vois et que je verrai encore demain. Bien entendu, je ne les remercie pas car ils n'ont rien à voir avec mes travaux, mais c'est cool de vous avoir rencontré vous tous! Alors que ce soit à l'Île rose ou la Grange aux loups, à Montpellier ou à Grenoble, préparez les glaçons, je ne devrais pas tarder à arriver!

Je remercie l'équipe technique dans sa globalité, particulièrement un grand hardrocker aux cheveux long ayant des compétences incomparables dans son domaine. Alors mon pote, il est temps pour toi d'abandonner tes poneys, d'acheter de vrais purs sangs, et je te donne rendez-vous au sommet de Chamrousse ! Je remercie par la même occasion toute l'équipe du LMN pour avoir... tout simplement supporter mon parasitage au sein de votre laboratoire.

Il y a également ceux avec qui on discute, on rigole, on échange, mais pas trop quand même... On ne va pas se le cacher... les collègues du boulot quoi. Ce sera toujours un plaisir de vous revoir !

Et enfin il y a ceux que je ne remercie pas. Cela peut paraître paradoxal de les citer, mais je tenais à le préciser.

Ah oui j'oubliai, je salue et embrasse ma copine « bib » (et te remercie particulièrement de m'avoir supporté pendant les deux derniers mois de rédaction). Je salue bien sûr tous les copains et copines disséminés partout en France et en Europe, que ce soit ceux que je vois constamment ou ceux que je vois plus rarement, mais qui restent avant tout des amis. Je ne fais pas la liste, je n'ai pas le temps, là c'est 16h30, je pars en Russie...

TABLE DES MATIERES

TABLE DES MATIERES

NOMENCLATURE

INTRODUCTION GENERALE

1

I. L'EFFET MAGNETOCALORIQUE: MATERIAUX ET APPLICATIONS A LA REFRIGERATION MAGNETIQUE.

I.1.	INTRODUCTION	4
I.2.	L'EFFET MAGNETOCALORIQUE	4
I.2.1.	Historique	4
I.2.2.	Définition	6
I.2.3.	Approche thermodynamique de l'EMC.	7
I.3.	LES MATERIAUX A EFFET MAGNETOCALORIQUE	9
I.3.1.	Les matériaux magnétocaloriques	9
I.3.2.	Moyens de caractérisations des matériaux à EMC	12
I.3.3.	Caractérisation d'un matériau à transition du second ordre : Gadolinium	15
I.3.4.	Caractérisation d'un matériau à transition du premier ordre : LaFeSi	20
I.3.5.	Caractérisation d'un manganite : PrSrMnO ₃	23
I.4.	LA REFRIGERATION MAGNETIQUE	24
I.4.1.	Présentation des cycles thermodynamiques appliqués à la RM	25
I.4.2.	Cycle magnétique à régénération active	29
I.5.	CONCLUSION	34
	BIBLIOGRAPHIE	35

II. SIMULATION NUMERIQUE : UTILISATION DU LOGICIEL FLUENT POUR LA REFRIGERATION MAGNETIQUE

II.1.	INTRODUCTION	40
II.2.	TRANSFERTS PAR CONDUCTION	40
II.2.1.	Généralités	40
II.2.2.	Mise en équation	41
II.2.3.	Nombre de Biot	41

II.3.	TRANSFERTS PAR CONVECTION.....	43
II.3.1.	Définition.....	43
II.3.2.	Formulation d'un problème de convection : généralités.....	44
II.3.3.	Résolution d'un problème de convection.....	46
II.4.	FLUENT SOFTWARE.....	50
II.4.1.	Mailleur : GAMBIT.....	50
II.4.2.	Solveur FLUENT : Présentation.....	51
II.5.	MODELISATION DE LA REFRIGERATION MAGNETIQUE ACTIVE A REGENERATION.....	54
II.5.1.	Paramètres de modélisation.....	54
II.5.2.	Description du problème et des outils numériques disponibles.....	61
II.5.3.	Programme AMR0.....	63
II.5.4.	Programme AMR1.....	69
II.5.5.	Utilisation du modèle numérique.....	74
II.6.	CONCLUSION.....	80
	Bibliographie.....	81

III. DEVELOPPEMENT D'OUTILS EXPERIMENTAUX POUR LA REFRIGERATION MAGNETIQUE

III.1.	INTRODUCTION.....	84
III.2.	DISPOSITIF D'ETUDE DE MATERIAUX MAGNETOCALORIQUE DEMC.....	84
III.2.1.	Principe de fonctionnement.....	84
III.2.2.	Description du dispositif.....	86
III.2.3.	Premiers essais et résultats.....	88
III.2.4.	Amélioration du régénérateur.....	90
III.3.	PROTOTYPE DE REFRIGERATION MAGNETIQUE.....	93
III.3.1.	Principe de fonctionnement.....	93
III.3.2.	Réalisation pratique du prototype.....	96
III.3.3.	Amélioration du prototype.....	101
III.3.4.	Mesure expérimentale de la puissance froide.....	104
III.4.	CONCLUSION.....	112
	Bibliographie.....	113

IV. ETUDES DU COMPORTEMENT THERMIQUE DE DIFFERENTS REGENERATEURS.

IV.1. INTRODUCTION	116
IV.2. ETUDE THEORIQUE ET PARAMETRES ASSOCIES AU COMPORTEMENT THERMIQUE D'UN REGENERATEUR	116
IV.2.1. Paramètres associés au ΔT	116
IV.2.2. Paramètres associés à la puissance froide	118
IV.2.3. Adimensionnement des paramètres.....	122
IV.3. ETUDE EXPERIMENTALE DU COMPORTEMENT THERMIQUE DE REGENERATEURS DU TYPE PPP	126
IV.3.1. Etude expérimentale détaillée d'un régénérateur : R1	126
IV.3.2. Etude et comparaison expérimentales de trois régénérateurs R1, R2, R3.....	133
IV.3.3. Etude expérimentale du fonctionnement à 2/4 régénérateurs.....	139
IV.3.4. Etude expérimentale de la puissance froide	143
IV.3.5. Etude expérimentale de l'influence de la température initiale	148
IV.4. ETUDE NUMERIQUE DU COMPORTEMENT THERMIQUE DE REGENERATEURS DU TYPE PPP ET COMPARAISON A L'EXPERIMENTATION	149
IV.4.1. Application du modèle numérique : Prototype.....	149
IV.4.2. Comparaison des résultats numérique et expérimentaux : R1, R2, R3	154
IV.4.3. Application du modèle numérique dans le cas du DEMC	159
IV.4.4. Influence du temps t_{ma}	161
IV.5. CONCLUSION.....	163
Bibliographie.....	165
CONCLUSION GENERALE	167
ANNEXES	171

NOMENCLATURE

a	Coefficient de diffusivité thermique	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
A	Surface	$[\text{m}^2]$
B	Induction magnétique	$[\text{T}]$
Bi	Nombre de Biot	$[-]$
Co	Nombre de Courant	$[-]$
COP	Coefficient de performance	$[-]$
c_p	Capacité thermique à pression constante	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$C_{1,2}$	Débit de capacité	$[\text{W} \cdot \text{K}^{-1}]$
d_f	Débit volumique de fluide	$[\text{mL} \cdot \text{s}^{-1}]$
D_h	Diamètre hydraulique	$[\text{m}]$
e	Epaisseur	$[\text{m}]$
E	Energie interne par unité de volume	$[\text{J} \cdot \text{m}^{-3}]$
f	Fréquence	$[\text{Hz}]$
\vec{F}	Champ de force volumique	$[\text{N} \cdot \text{m}^{-3}]$
Fo	Nombre de Fourier	$[-]$
\vec{g}	Force de gravité	$[\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
G	Enthalpie libre	$[\text{J}]$
h	Coefficient d'échange thermique	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
H	Champ magnétique	$[\text{T}]$
J	La densité de débit de masse	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}]$
K	Constante de dimensionnement	$[\text{kg}^{-1}]$
K_G	Coefficient d'échange global	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
l	Largeur	$[\text{m}]$
L	Longueur	$[\text{m}]$
L_d	Longueur d'établissement hydrodynamique	$[\text{m}]$
L_t	Longueur d'établissement thermique	$[\text{m}]$
m	Masse	$[\text{kg}]$
\dot{m}	Débit massique	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
M	Aimantation	$[\text{A} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{kg}^{-1}]$
N	Nombre de plaques / Nombre de cycles	$[-]$
Nu	Nombre de Nusselt	$[-]$
NUT	Nombre d'Unité de Transfert	$[-]$
p	Pression	$[\text{Pa}]$
p_m	Taille de maille	$[\text{m}]$
P	Puissance thermique échangée	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-3}]$
P_c	Puissance chaude	$[\text{W}]$
Pe	Nombre de Péclet	$[-]$
P_e	Puissance électrique	$[\text{W}]$

Nomenclature

P_f	Puissance froide	[W]
P_{fD}	Puissance froide disponible	[W]
P_{fI}	Puissance froide interne	[W]
P_{fR}	Puissance froide régénérateur	[W]
Pr	Nombre de Prandlt	[-]
P_v	Sources volumiques	[W.m ⁻³]
q	Flux de chaleur	[W.m ⁻²]
Q	Quantité de chaleur	[J]
R	Résistance	[Ω]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
S	Surface	[m ²]
S_ϕ	Source interne	[J]
S_e	Entropie électronique	[J.K ⁻¹]
S_m	Entropie magnétique	[J.K ⁻¹]
S_r	Entropie de réseau	[J.K ⁻¹]
t	Temps	[s]
t_c	Durée d'un cycle	[s]
t_e	Temps d'échanges	[s]
t_{ma}	Durée de mouvement de l'aimant	[s]
T	Température	[K] / [°C]
T_m	Température de mélange du fluide	[K] / [°C]
$T_{p,w}$	Température de paroi	[K] / [°C]
U	Energie interne	[J]
U	Facteur Utilisation	[-]
v	Vitesse	[m.s ⁻¹]
v_∞	Vitesse libre	[m.s ⁻¹]
V	Volume	[m ³]
V^*	Facteur volume	[-]
W	Travail	[J]
y_p	Epaisseur de maille	[m]
α	Constante thermique	[-]
β	Coefficient de dilatation	[K ⁻¹]
δ_d	Epaisseur de couche limite hydrodynamique	[m]
δ_t	Epaisseur de couche limite thermique	[m]
ΔT	Variation de température	[K] / [°C]
ΔS_m	Variation d'entropie magnétique	[J.K ⁻¹]
ε	Porosité	[-]
η	Efficacité	[-]
η_{carnot}	Rendement de Carnot	[-]
λ	Conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
μ	Viscosité dynamique	[Pa.s ⁻¹]
μ_0	Perméabilité du vide	[m.kg.s ⁻² .A ⁻²]

Nomenclature

ρ	Masse volumique	[kg.m ⁻³]
τ	Tenseur des contraintes	[Pa]
τ_c	Temps de convection de la température d'une maille à l'autre	[s]
τ_d	Temps de diffusion dans la maille	[s]
Γ	Coefficient de diffusion	[-]
ν	Viscosité cinématique	[m ² .s ⁻¹]
φ	Flux de chaleur	[W.m ⁻²]
ψ	Variable	[-]

INDICES

<i>ad</i>	Adiabatique
<i>c</i>	Chaud
<i>e</i>	Entrée
<i>Ec</i>	Echangeur chaud
<i>Ef</i>	Echangeur froid
<i>f</i>	Froid / Fluide
<i>f</i>	Face
<i>n</i>	Normal à la paroi
<i>p</i>	Plaque / Paroi / Piston
<i>s</i>	Solide / Sortie
<i>Sc</i>	Source chaude
<i>Sf</i>	Source froide

ABBREVIATIONS

<i>Caract</i>	Caractéristique
<i>Corr</i>	Corrélation
<i>Ech</i>	Echantillon
<i>Mes</i>	Mesuré
<i>Réf</i>	Référence
<i>Res</i>	Réservoir
<i>Serp</i>	Serpentin

INTRODUCTION

Aujourd'hui, la consommation énergétique pour la production de froid représente 15% de la consommation en énergie électrique mondiale. Les techniques qui permettent d'assurer cette forte demande sont majoritairement basées sur les cycles traditionnels de compression / détente d'un fluide frigorigène. Le principe est simple : le fluide froid sous forme liquide circule dans un échangeur (évaporateur) et absorbe de la chaleur à un milieu (source froide). En s'échauffant, il s'évapore, passe alors dans un compresseur et cède son excédent de chaleur à un milieu différent (source chaude). Cette technique, utilisée depuis des décennies dans de très nombreux domaines (réfrigérateurs, climatiseurs, liquéfacteur, etc.), est aujourd'hui parfaitement maîtrisée. Les recherches actuelles dans ce domaine portent essentiellement sur l'amélioration de l'efficacité des systèmes de production de froid. Ceux-ci sont aujourd'hui très performants. Cependant, cette technologie ne semble pas être adaptée au contexte actuel et le souci de limiter l'impact de la pollution sur l'environnement. En effet, les systèmes à compression / détente emploient des fluides frigorigènes qui sont aussi performants que polluants. Autrefois utilisé à grande échelle, le fréon de la famille des hydrochlorofluorocarbonés (HCFC) fut récemment remplacé par des gaz HFC. Destructeur de la couche d'ozone, gaz à effet de serre, ces gaz n'ont aujourd'hui aucun avenir et ne répondent pas aux contraintes environnementales qui sont de plus en plus fortes dans le monde. Rien que pour le secteur automobile, les réglementations deviennent de plus en plus exigeantes, comme l'atteste cet extrait (Directive 2006/40/CE du Parlement européen et du Conseil) :

À compter du 1er janvier 2011, un système de climatisation à base de gaz à effet de serre fluorés dont le potentiel de réchauffement planétaire est supérieur à 150 sera interdit sur le plan européen pour les nouveaux types de véhicule. À partir du 1er janvier 2017, cette loi concernera tous les véhicules neufs. Le "potentiel de réchauffement planétaire" PRP, ou GWP (Global Warming Potential), valorise l'impact d'un gaz à effet de serre fluoré par rapport à celui au dioxyde de carbone. Pour rappel, le fluide actuellement utilisé présente un PRP de 1 410 et celui antérieur, le R12, avait un PRP de 14 000.

En partant de ce constat simple, deux voies se sont ouvertes pour pallier à ce problème. La première, qui rejoint la recherche sur l'amélioration de l'efficacité, consiste à remplacer les fluides frigorigènes actuels par du CO₂, R600a, etc. Moins polluants, en quantité abondante, ces gaz présentent des défauts, d'un point de vue technique (CO₂) ou sécuritaire (R600a hautement inflammable). La deuxième piste amène à la rupture technologique : plusieurs autres méthodes non conventionnelles

permettent de produire également du froid, comme par exemple la thermoélectricité ou la réfrigération magnétique. Cette dernière fait l'objet de ces travaux de thèse.

Le principe de la réfrigération magnétique est relativement proche de celui du cycle compression / détente. Il s'agit d'aimanter et de désaimanter un matériau à effet magnétocalorique. Aimanté, le matériau s'échauffe, désaimanté, il se refroidit.

Basés sur ce principe, via des processus qui seront dévoilés au cours de ce manuscrit, les réfrigérateurs magnétiques présentent tous les atouts pour faire face à la crise environnementale : efficacité importante, compact, non polluant. Cette technologie enveloppe de nombreux domaines de compétences, comme le magnétisme, les sciences du matériau, la thermique, la mécanique des fluides ou encore la mécanique. L'interdépendance de tous ces domaines physiques en font une technologie difficile à mettre en œuvre et qui en est encore au stade des premiers prototypes.

Le travail de thèse s'oriente vers l'étude thermique et fluide des systèmes de réfrigération magnétique. Cette thèse s'est déroulée dans le cadre d'un projet de l'Institut CARNOT Energies du futur, regroupant plusieurs organismes et laboratoires, dont le G2Elab et l'Institut Néel, où les travaux de thèse ont été effectués.

Ce manuscrit se décompose en quatre parties :

Le premier chapitre décrit l'effet magnétocalorique et la technologie associée, la réfrigération magnétique. L'étude historique permet de comprendre les différentes étapes qui ont mené à la technologie actuelle, que ce soit l'étude des matériaux ou des systèmes de réfrigération. La présentation et la caractérisation des matériaux permet de comprendre d'avantage comment il est possible de les exploiter pour la production de froid. L'analyse des cycles magnétothermiques met en évidence les conditions de fonctionnement idéales pour l'exploitation de l'effet magnétocalorique.

Les deux chapitres suivants présentent les outils utilisés pour étudier le comportement thermique de systèmes à réfrigération magnétique.

Le deuxième chapitre présente l'outil numérique développé à l'aide du logiciel FLUENT : logiciel spécialisé en thermique et mécanique des fluides. Le modèle développé permet de décrire le comportement thermique des systèmes de réfrigération magnétique. Quelques exemples d'exploitations du modèle seront présentés.

Le chapitre III présente les outils expérimentaux disponibles au G2Elab : le prototype et le DEMC. Initialement réalisés ou en cours de réalisation dans le cadre d'autres thèses, tous deux ont été améliorés (performances, mise en place d'échangeurs thermique) durant ces travaux, pour en faire des outils fiables et performants.

Le dernier chapitre concerne l'exploitation des deux outils présentés dans le chapitre II et III. Dans un premier temps, l'étude complète du comportement thermique des régénérateurs du prototype permettra la compréhension des facteurs les plus influents sur ses performances. Dans un second temps, la comparaison numérique et expérimentale entre différents systèmes complétera cette étude.

CHAPITRE I

L'EFFET MAGNETOCALORIQUE: MATERIAUX ET APPLICATIONS A LA REFRIGERATION MAGNETIQUE.

SOMMAIRE

I.1.	INTRODUCTION	4
I.2.	L'EFFET MAGNETOCALORIQUE	4
I.2.1.	Historique	4
I.2.2.	Définition	6
I.2.3.	Approche thermodynamique de l'EMC.	7
I.3.	LES MATERIAUX A EFFET MAGNETOCALORIQUE.....	9
I.3.1.	Les matériaux magnétocaloriques	9
I.3.2.	Moyens de caractérisations des matériaux à EMC.....	12
I.3.3.	Caractérisation d'un matériau à transition du second ordre : Gadolinium.....	15
I.3.4.	Caractérisation d'un matériau à transition du premier ordre : LaFeSi	20
I.3.5.	Caractérisation d'un manganite : PrSrMnO ₃	23
I.4.	LA REFRIGERATION MAGNETIQUE.....	24
I.4.1.	Présentation des cycles thermodynamiques appliqués à la RM.....	25
I.4.2.	Cycle magnétique à régénération active.....	29
I.5.	CONCLUSION.....	34
	BIBLIOGRAPHIE	35

Résumé : Ce chapitre décrit les généralités sur la thématique de la réfrigération magnétique. D'abord, il s'agira de décrire l'effet magnétocalorique, d'un point de vue thermodynamique et technique. Les matériaux à EMC seront ensuite détaillés, nous verrons comment il est possible de les caractériser, pour en voir leurs points forts et leurs faiblesses. Enfin, l'étude de différents cycles thermodynamiques appliqués à la réfrigération magnétique permettra de comprendre comment il est possible de les exploiter pour la production de froid.

I.1. Introduction

L'effet magnéto-calorique (EMC) se traduit par l'échauffement instantané d'un matériau lors de son aimantation et son refroidissement lors de sa désaimantation. Cet effet, découvert il y a plus d'un siècle, est à l'origine d'une technologie prometteuse encore peu connue pour la production de froid, la réfrigération magnétique (RM). Dans un premier temps, l'utilisation de l'EMC s'était orientée vers le domaine de la cryogénie, cette technique permettant d'atteindre des températures inférieures à 4 K. Plus récemment, cet effet a été exploité pour la production de froid autour de la température ambiante. De manière similaire aux cycles à compression-détente classiques, la réfrigération magnétique est basée sur des cycles magnétiques, lesquels permettent de tirer partie de l'effet magnéto-calorique. Dans un premier temps, nous définirons cet effet et son exploitation à travers l'histoire. La suite traitera des matériaux à EMC géant et de leur caractérisation. Une approche thermodynamique de la mise en œuvre du phénomène physique permettra dans un troisième temps de comprendre le principe de fonctionnement des réfrigérateurs magnétiques.

I.2. L'effet magnéto-calorique

I.2.1. Historique

Il y a 130 ans, E. Warburg (Gschneidner and Pecharsky, 2008) fait une découverte fondamentale : l'effet magnéto-calorique dans le fer. Six ans plus tard, deux physiciens, T. Edison et N. Tesla, présentent deux concepts utilisant l'EMC : le générateur magnétothermique et le moteur magnétothermique (Figure I.1), qui restent au stade de l'idée.

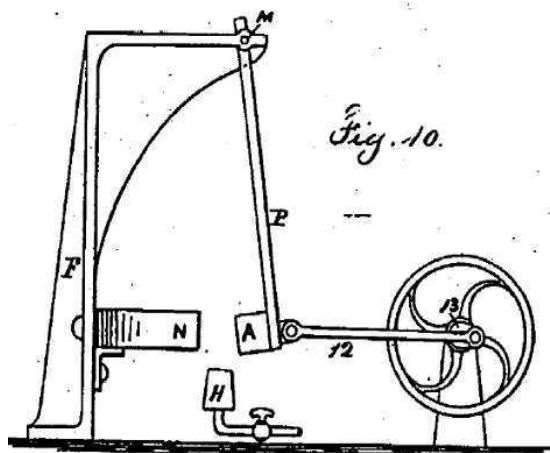


FIGURE I.1- Moteur magnétothermique de Tesla. *N* est un aimant permanent, *A* un support, *H* une source de chaleur. Le principe est d'utiliser la chaleur en provenance de *H* pour modifier l'aimantation de *A*. Lorsque la chaleur de *A* augmente, celui-ci s'aimante, et, par opposition magnétique à *N*, fait un mouvement linéaire sur la droite, ce qui entraîne la roue. En se refroidissant, le processus est inversé. L'enchaînement de ce cycle permet de ce fait d'obtenir de l'énergie mécanique (roue en mouvement) à partir d'énergie thermique.

Il faudra attendre 1905 pour que P. Langevin démontre, dans le cadre de ses travaux sur la cinétique du magnétisme, que la variation de l'aimantation d'une substance magnétique a pour effet un changement réversible de sa température.

En 1918, A. Piccard et P. Weiss portent leurs études sur l'observation expérimentale du processus décrit par Langevin. Ils observent sur un l'échantillon de nickel une variation de température en fonction de son aimantation et de sa désaimantation (Du Tremolet, 1999).

En 1926, P. Debye démontre théoriquement la possibilité de faire diminuer la température d'un échantillon sous un kelvin en utilisant ce procédé. La démonstration est faite en 1933 par W.F Giaouque et P.D McDougall, lors d'une démonstration expérimentale qui leur a permis de passer sous le seuil des 1 K (Figure I.2).

768

LETTERS TO THE EDITOR

Attainment of Temperatures Below 1° Absolute by Demagnetization of $Gd_2(SO_4)_3 \cdot 8H_2O$

We have recently carried out some preliminary experiments on the adiabatic demagnetization of $Gd_2(SO_4)_3 \cdot 8H_2O$ at the temperatures of liquid helium. As previously predicted by one of us, a large fractional lowering of the absolute temperature was obtained.

An iron-free solenoid producing a field of about 8000 gauss was used for all the measurements. The amount of $Gd_2(SO_4)_3 \cdot 8H_2O$ was 61 g. The observations were checked by many repetitions of the cooling. The temperatures were measured by means of the inductance of a coil surrounding the gadolinium sulfate. The coil was immersed in liquid helium and isolated from the gadolinium by means of an evacuated space. The thermometer was in excellent agreement with the temperature of liquid helium as indicated by its vapor pressure down to 1.5°K.

On March 19, starting at a temperature of about 3.4°K, the material cooled to 0.53°K. On April 8, starting at about 2°, a temperature of 0.34°K was reached. On April 9, starting at about 1.5°, a temperature of 0.25°K was attained.

It is apparent that it will be possible to obtain much lower temperatures, especially when successive demagnetizations are utilized.

W. F. GIAUQUE
D. P. MACDOUGALL

Department of Chemistry,
University of California,
Berkeley, California,
April 12, 1933.

FIGURE I.2- Extrait d'un article rédigé par Giaouque et MacDougall relatant de leurs expérimentations (Giaouque and McDougall, 1933).

Il faudra attendre trente ans pour qu'un premier cycle magnétique régénératif soit proposé par J.R Van Geuns (Deardorff and Johnson, 1984). Théoriquement, le dispositif devait fonctionner sur une plage de température allant de 4 à 15 K. En 1976, J.A Barclay fabrique le premier dispositif de réfrigération magnétique fonctionnant sur cette plage de température et qui produit environ 1 W.

La même année, G.V Brown construisit avec succès le premier réfrigérateur magnétique autour de la température ambiante (Brown, 1976). Ce premier dispositif innovateur entraîna la construction de nombreux prototypes. Certains sont restés orientés vers des applications basses températures telles la liquéfaction d'hydrogène, d'autres se sont orientés vers la réfrigération classique. Ce n'est que depuis une décennie que les chercheurs ont cherché à développer des réfrigérateurs magnétiques opérant autour de la température ambiante qui, dans un premier temps, utilisaient comme source de champ des aimants supraconducteurs. Nous pourrions citer par exemple le dispositif réalisé par K. Zimm produisant une puissance froide de 600 W (Zimm *et al.*, 1998) pour un champ de 5 Tesla. En même temps, les problèmes environnementaux ont incité à la conception de systèmes réfrigérants innovants, non polluants, accessibles à tous. Ceci a naturellement imposé l'utilisation d'aimants permanents pour les réfrigérateurs magnétiques, qui, de ce fait, sont aujourd'hui étudiés pour un fonctionnement à température ambiante. Une vingtaine de dispositifs sont actuellement utilisés dans le monde, dont le premier, réalisé en 2001 à l'*Astronautics corporation* (Yu, 2010).

I.2.2. Définition

L'effet magnéto-calorique est une propriété intrinsèque des matériaux magnétiques. Son principe repose sur l'échauffement ou le refroidissement (de manière réversible) d'un matériau selon le champ magnétique qui lui est imposé (Figure I.3). Cette propriété est présente dans tous les composés magnétiques.

D'un point de vue thermodynamique, l'entropie d'un composé magnéto-calorique est une combinaison de l'entropie magnétique S_m , l'entropie de réseau S_r , et l'entropie électronique S_e (Yu, 2003). L'entropie magnétique se caractérise par les moments magnétiques propres aux électrons. L'entropie de réseau porte sur le réseau cristallin des atomes et l'entropie électronique est associée à la contribution thermique des électrons dans le matériau. Cette dernière peut être considérée comme négligeable dans certains matériaux. De ce fait, lorsque le composé à la température T est soumis à un champ magnétique B , l'entropie totale de ce dernier peut se traduire par :

$$S(T, B) = S_m(T, B) + S_r(T) + S_e(T) \quad (\text{I. 1})$$

- Si le processus d'aimantation est adiabatique, sans échange de chaleur avec l'extérieur, l'entropie totale reste constante. Ainsi, lorsqu'un champ magnétique est appliqué, les moments magnétiques s'alignent (réduisant ainsi leur désordre, donc l'entropie magnétique), cela ayant pour conséquence l'augmentation de l'entropie de réseau (augmentation du désordre dans l'arrangement atomique), donc de la température du composé. Inversement, lors de la suppression du champ, l'entropie magnétique augmente (désordre des moments magnétiques), réduisant ainsi l'entropie de réseau et donc de la température. L'écart de température adiabatique suivant la variation du champ magnétique est noté ΔT_{ad} . Ce paramètre est communément appelé l'effet magnéto-calorique intrinsèque d'un matériau.
- Si le processus est isotherme, c'est-à-dire sans variation de la température, l'application d'un champ magnétique sur un composé engendre une variation d'entropie magnétique. L'énergie est instantanément transférée sous forme de chaleur. La variation d'entropie magnétique isotherme suivant la variation d'un champ magnétique est notée ΔS_m .

Ces deux processus sont décrits sur la Figure I.4.

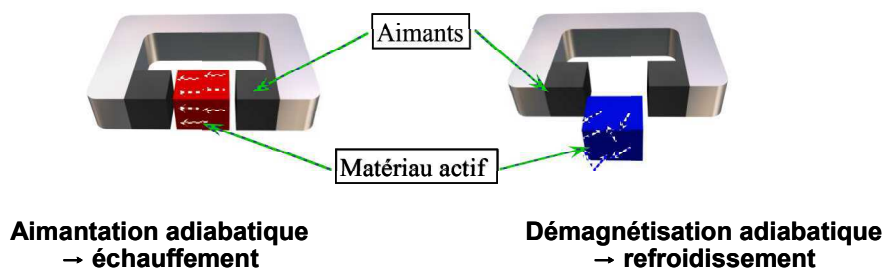


FIGURE I.3- Schéma de principe de l'EMC. Le matériau s'échauffe lorsqu'il est soumis à un champ magnétique. Inversement, il se refroidit lorsqu'il en est retiré.

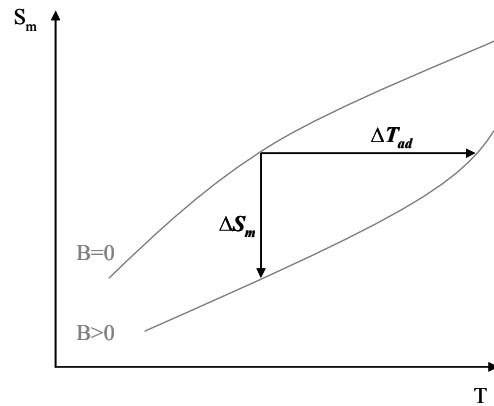


FIGURE I.4- Représentation du principe thermodynamique de l'effet magnéto-calorique.

I.2.3. Approche thermodynamique de l'EMC.

Le comportement d'un matériau magnétique soumis à un champ magnétique est régi par l'enthalpie libre G appelée *énergie de Gibbs*, elle-même fonction de variables dites extensives et intensives (Tishin, 1999) :

- Variables extensives : V le volume [m^3], M l'aimantation [$A.m^{-1}$] et S l'entropie [$J.K^{-1}$]
- Variables intensives : P la pression [Pa], H le champ magnétique [T], et T la température [K]

D'un point de vue thermodynamique, l'enthalpie libre s'écrit :

$$G(P, H, T) = U + P \cdot V - \vec{M} \cdot \vec{B} - T \cdot S \quad (I. 2)$$

Avec U l'énergie interne.

Les matériaux étant généralement sous forme solide, les effets dus à la pression et au volume sont donc négligeables. Après simplification, la différentielle totale de G peut s'écrire :

$$dG = \left(\frac{\partial G}{\partial T} \right) dT + \left(\frac{\partial G}{\partial B} \right) dB = M \cdot dB - S \cdot dT \quad (I. 3)$$

Mathématiquement, les dérivées secondes croisées de la fonction sont égales, on obtient l'une des relations dites *relations de Maxwell* :

$$\left(\frac{\partial S}{\partial B} \right)_T = \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_B \quad (I. 4)$$

De ce fait, la variation d'entropie relative à l'effet magnéto-calorique est déterminée par :

$$\int_{B_1}^{B_2} \left(\frac{\partial \vec{M}}{\partial T} \right) dB = \int_{B_1}^{B_2} \left(\frac{\partial S}{\partial B} \right) dB = \Delta S(T, \Delta B) \quad (\text{I. 5})$$

Comme montré à la Figure I.4, cette variation d'entropie est souvent assimilée, dans le cas unique de changement d'ordre du matériau, à l'entropie magnétique notée ΔS_m . Elle ne reste néanmoins valable que pour les matériaux à transition de phase du second ordre.

La quantité d'énergie disponible dans le matériau est directement liée à cette valeur. En considérant T_1 et T_2 les températures froide et chaude du matériau, on peut écrire :

$$Pf_I = \int_{T_1}^{T_2} \Delta S_m(T, \Delta B) dT \quad (\text{I. 6})$$

Avec Pf_I la capacité de réfrigération interne au matériau [W].

La différentielle de l'entropie S peut se décomposer suivant la forme suivante :

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right) dT + \left(\frac{\partial S}{\partial B} \right) dB \quad (\text{I. 7})$$

Sachant que la définition de la capacité calorifique à pression constante s'écrit :

$$c_p = T \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right) \quad (\text{I. 8})$$

En se plaçant dans un environnement adiabatique ($dS = 0$), l'équation (I. 7) s'écrit :

$$dS = \frac{c_p}{T} dT + \left(\frac{\partial S}{\partial B} \right) dB = \frac{c_p}{T} dT + \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right) dB \quad (\text{I. 9})$$

Ce qui donne :

$$dT = -\frac{T}{c_p} \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right) dB \quad (\text{I. 10})$$

$$\Delta T(T, \Delta B) = -\int_{B_1}^{B_2} \frac{T}{c_p} \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right) dB \quad (\text{I. 11})$$

Où ΔT , représentant ΔT_{ad} (Figure I.4), désigne l'élévation de température adiabatique intrinsèque du matériau, lorsqu'il est soumis au champ. En utilisant l'équation (I. 5) dans l'équation (I. 11), on obtient la relation liant directement la variation d'entropie magnétique ΔS_m et la variation de température ΔT_{ad} :

$$\Delta T_{ad}(T, \Delta B) = - \int_{B_1}^{B_2} \frac{T}{c_p} \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right) dB = - \frac{T \cdot \Delta S_m(T, \Delta B)}{c_p(T)} \quad (\text{I. 12})$$

On retrouve ainsi la définition de l'EMC, à savoir l'élévation de la température en fonction de la variation de l'entropie magnétique. Evidemment, dans un système, la variation de température du matériau sera plus faible que celle décrite ci-dessus, car les conditions adiabatiques ne pourront pas être totalement respectées. On constate également qu'une faible valeur de la capacité calorifique aura pour conséquence d'augmenter le ΔT_{ad} .

I.3. Les matériaux à effet magnétocalorique

I.3.1. Les matériaux magnétocaloriques

L'effet magnétocalorique apparaît dans tous les matériaux magnétiques. Comme nous l'avons vu précédemment, la variation d'entropie est d'autant plus grande que la variation d'aimantation ($\partial M/\partial T$) est importante. Sa valeur est maximale à la température de Curie, température à laquelle un matériau change d'ordre magnétique (par exemple ferromagnétique à paramagnétique). La transition de phase dite « du premier ordre » implique une importante variation d'entropie magnétique (augmente l'EMC) mais au détriment d'une faible plage de température sur laquelle l'effet est important (Figure I.5). A l'inverse, les transitions dites de « second ordre » impliquent une faible variation d'entropie magnétique mais sur une plage de température δT importante (Lebouc *et al.*, 2005).

Dans le cadre de la réfrigération magnétique à température ambiante, il est indispensable que la température de Curie du matériau soit aux alentours de la température ambiante. Cela permet d'obtenir un EMC maximal dans les conditions de fonctionnement de la machine. La référence en la matière est le Gadolinium, élément présentant une transition magnétique de second ordre à 294 K. Son effet magnétocalorique associé, est d'environ 2 K.T⁻¹. Issu des terres rares, ce matériau possède plusieurs qualités. La première étant qu'il est le seul élément disponible à l'état pur à posséder un EMC si important. De plus, sa facilité de mise en forme (plaques, sphères) en fait un candidat idéal pour les recherches sur la RM, il est d'ailleurs de loin le matériau le plus utilisé dans les démonstrateurs actuels. Cependant, le gadolinium, comme certains éléments issus des terres rares, est un élément naturel qui est disponible en faibles quantités ; les réserves mondiales estimées avoisinent les 1000 T. A la vue du potentiel du marché de la réfrigération, ces ressources ne peuvent pas subvenir à une demande importante. C'est pourquoi la recherche sur la découverte, la synthèse et la mise en forme de nouveaux matériaux à EMC géant¹ est en plein essor.

¹ EMC géant : matériau qui présente un EMC de quelques K.T⁻¹

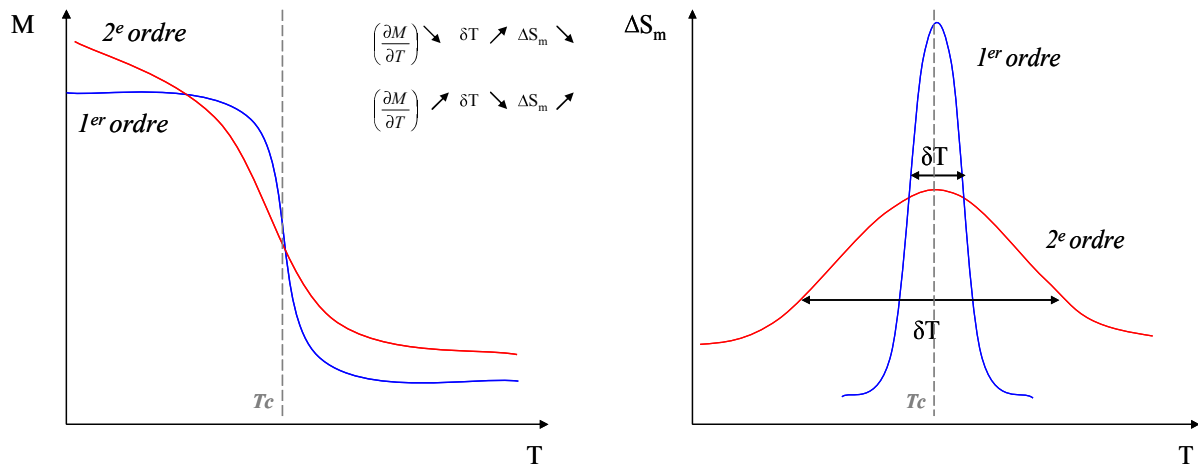


FIGURE I.5- Transitions de phase magnétique et variations de l'entropie magnétique concordantes.

Dans le cas de la RM, les recherches concernant les matériaux impliquent plusieurs conditions :

- Un EMC avec un ΔT_{ad} supérieur à $2 \text{ K} \cdot \text{T}^{-1}$, soit par le biais d'un ΔS_m important, soit en utilisant des matériaux dont la capacité calorifique c_p est faible. Comme nous le verrons par la suite, plus la variation de température adiabatique est importante, meilleures sont les performances du réfrigérateur magnétique.
- Une transition de phase aux alentours de la température ambiante. Ceci permet son utilisation dans les systèmes de RM.
- Une variation d'entropie magnétique maximale pour un champ appliqué faible. Généralement assuré par les matériaux à transition de premier ordre, un ΔS_m important est synonyme de quantité d'énergie disponible conséquente (équation (I. 6)).
- Une large plage de température δT (transition second ordre). Ceci permet de travailler sur une gamme de température plus large, et donc de viser des applications plus variables.
- Une conductivité thermique importante pour assurer un bon échange avec le fluide caloporteur.
- L'utilisation d'éléments disponible en quantité importante. A la vue du marché, ce critère est inévitable.
- Un coût de réalisation faible.

La Figure I.6 présente plusieurs matériaux répondant à certains de ces critères, qu'ils soient sous forme métallique, oxydes, etc. Parmi ces matériaux, Il y aussi ceux à EMC géant mais qui présentent un pic d'entropie magnétique à une température relativement éloignée de la température ambiante :

- $Gd_5Si_2Ge_2$: composé à base de Gadolinium présentant une variation d'entropie 5 fois supérieure à celle du Gd pur, mais à une température de Curie de 273 K (Gschneider *et al.*, 2000).

- $Mn_{1.0}Fe_{1.0}P_{0.6}Si_{0.3}Ge_{0.1}$: composé qui présente une variation d'entropie magnétique d'environ 14 $J.kg^{-1}K^{-1}$ pour une variation de champ de 2 T et pour une température de transition à 260 K (Lozano *et al.*, 2010).
- $MnAs$: à base d'arsenic, ce composé présente une variation d'entropie magnétique de 30 $J.kg^{-1}K^{-1}$ pour une variation de champ de 5 T. Sa température de transition est $T = 317$ K (Grossinger *et al.*, 2010).
- $LaFe_xSi_x(Co)$: ce composé permet d'atteindre une variation d'entropie magnétique d'environ 3 fois celle du Gd (Rosca *et al.*, 2009 ; Hirano *et al.*, 2010). Nous détaillerons ce composé dans la partie suivante.

Tous ces composés présentent une transition de premier ordre. A température ambiante, de récents résultats semblent très prometteurs, nous pouvons citer :

- $MnFeP_{0.5}As_{0.3}Si_{0.2}$: ce composé possède une variation d'entropie de 35 $J.kg^{-1}K^{-1}$ pour un champ de 2 T. La température de transition est à $T = 294$ K (Grossinger *et al.*, 2010). Point négatif : présence d'arsenic dans le composé.
- $MnAs_{0.9}Sb_{0.1}$: ΔS_m de 30 $J.kg^{-1}K^{-1}$ pour un champ de 2 T, à $T = 290$ K. Point négatif : présence d'arsenic dans le composé.

Material	T_i (K)	$\mu_0\Delta H$ (T)	ΔS (J/kgK)	ΔT_{ad} (K)
Gd	294	2/5	-5/-9.8	5.7/11.5
FeRh	~316	2.1	11.71	-8.4
$Gd_5(Si_xGe_{1-x})_4$				
$x = 0.5$	276	2/5	-14/-18.5	7.4/15.2
$x = 0.25$	~136	5	-68	12
$Tb_5(Si_xGe_{1-x})_4$				
$x = 0.5$	~110	5	-21.8	-
$Dy_5(Si_xGe_{1-x})_4$				
$x = 0.75$	~65	5	-34	-
$La(Fe_xSi_{1-x})_{13}$				
$x = 0.877$	208	2/5	-14.3/-19.4	-
$x = 0.880$	195	2/5	-20/-23	6.5/8.6
$x = 0.890$	188	2/5	-24/-26	7.5/10.7
$x = 0.900$	184	2/5	-28/-30	8.1/12.1
$La(Fe_{0.88}Si_{0.12})_{13}H_{1.0}$	274	2	-19/-23	6.2/11.1
$La(Fe_{0.89}Si_{0.11})_{13}H_{1.3}$	291	2	-24/-28	6.9/12.8
$La(Fe_{11.2}Co_{0.7}Si_{1.1})$	274	2/5	-12/-20.3	-
MnAs-based				
$Mn(As_xSb_{1-x})$				
$x = 1$	318	2/5	-31/-32	4.7/13
$x = 0.1$	283	2/5	-24/-30	-
$x = 0.25$	230	2/5	-18/-23	5.5/10
$MnFeP_{0.45}As_{0.55}$	~300	2/5	-14.5/-18	-
Ceramic manganites				
$La_{0.8}Ca_{0.2}MnO_3$	230	1.5	-5.5	<2.5
$La_{0.6}Ca_{0.4}MnO_3$	263	3	-5.0	<2.4
$La_{0.84}Sr_{0.16}MnO_3$	243.5	2.5/5/8	-3.8/-5.5/-7.9	-/-<4.1

FIGURE I.6- Variation de l'entropie magnétique et ΔT_{ad} à la température de Curie, pour différentes variations de champ de matériaux à effet magnéto-calorique géant. (Casanova, 2004)

I.3.2. Moyens de caractérisations des matériaux à EMC

Il existe trois méthodes permettant de caractériser les matériaux magnéto-caloriques (ΔS_m , ΔT_{ad}), à savoir la mesure par approximation directe, magnétique et calorimétrique.

I.3.2.a. Mesures par approximation directe

La plus évidente des méthodes pour mesurer l'EMC d'un composé est la mesure directe approximative de la température. Le principe est simple : fixer un capteur de température (type thermocouple) sur l'échantillon et de le soumettre à un champ magnétique constant. Plusieurs types de systèmes plus ou moins sophistiqués ont été conçus par plusieurs équipes de recherches (Gopal *et al.*, 1997). Dans le cadre de ses travaux de thèse, Farid Allab a eu l'occasion d'exploiter cette méthode (Allab, 2008). Il en a résulté que les facteurs de formes (géométrie de l'échantillon) influent sur la mesure de la température.

I.3.2.b. Mesures magnétiques

Les mesures magnétiques dites « indirectes » de l'EMC sont les plus répandues et relativement simples à réaliser. Cependant, contrairement à la méthode calorimétrique, cette technique permet de ne calculer que la variation d'entropie magnétique. Deux magnétomètres de ce type sont disponibles à l'Institut Néel et permettent la mesure de l'aimantation $M = M(H,T)$. Le premier, BS1, magnétomètre haute température, permet de caractériser des échantillons entre 290 et 900 K, pour un champ allant de 0 à 7 T. Le deuxième, BS2, magnétomètre basse température, permet une caractérisation entre 2 et 300K pour un champ de 0 à 11 T. Une bobine supraconductrice assure la création de ce champ magnétique. L'échantillon, positionné dans le champ de la bobine supraconductrice, est déplacé dans un dispositif de détection constitué de deux bobines en sens inverse montées en série. La variation de flux induite, proportionnelle à l'aimantation de l'échantillon, est mesurée en intégrant la tension aux bornes de ce dispositif. La température de l'échantillon est régulée par l'insertion de variation thermique. Pour cela, un antycryostat à flux d'Hélium permet de régler sa température à 10^{-2} K près. Les résultats obtenus sont des isothermes $M(T,B)$. La Figure I.7 présente une vue d'ensemble et de coupe des magnétomètres.

Comme vu précédemment, il est possible de lier la variation d'aimantation à la variation d'entropie magnétique via la relation de Maxwell (Equation (I. 4)).

Les mesures brutes données par le magnétomètre permettent de déduire la variation d'entropie magnétique ΔS_m par la relation (I. 5) :

$$\int_{B_0}^{B_{\max}} \left(\frac{\partial \vec{M}}{\partial T} \right) dB = \int_{B_0}^{B_{\max}} \left(\frac{\partial S}{\partial B} \right) dB = \Delta S_m(T, \Delta B)$$

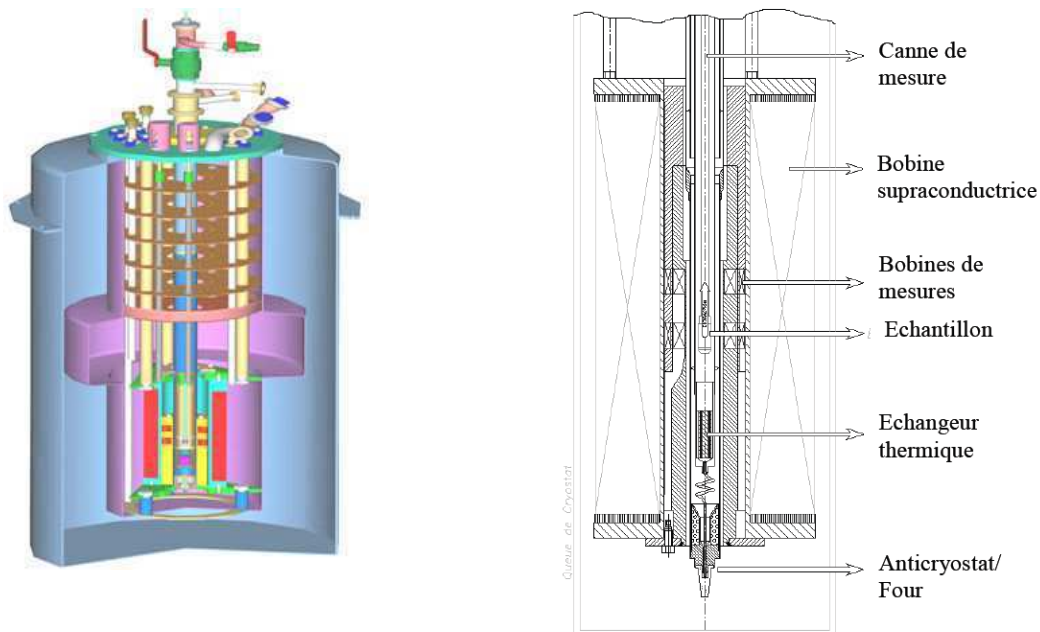


FIGURE I.7- Schéma des magnétomètres BS utilisés pour la mesure de l'aimantation (Allab, 2008).

Ainsi, en intégrant numériquement cette relation, on calcule les valeurs de ΔS_m à différents champs et températures :

$$\Delta S_m(T_i, \Delta B) = \sum \frac{M_{i+1}(T_{i+1}, B_j) - M_i(T_i, B_j)}{T_{i+1} - T_i} \cdot \delta B_j \quad (\text{I. 13})$$

D'après (I. 12), il est possible de déduire très simplement le ΔT_{ad} de l'échantillon via la relation liant l'entropie magnétique, la température et la capacité calorifique c_p .

Discussions : Le problème majeur de ce type de mesure concerne ce dernier paramètre. En effet, ne connaissant pas les valeurs de c_p en fonction de la température (sauf cas particulier), il est souvent d'usage d'utiliser une valeur moyenne et constante de la capacité calorifique, ce qui n'est pas le plus représentatif de la réalité.

I.3.2.c. Mesures calorimétriques

Les mesures calorimétriques, également appelées mesures de la chaleur spécifique, permettent à la fois de déduire l'entropie magnétique, la variation de température adiabatique et la chaleur spécifique du matériau étudié. Cette méthode est très intéressante car elle permet d'obtenir tous les paramètres régissant l'EMC (équation (I. 12)). Le principe est relativement proche de la mesure directe décrite précédemment, il s'agit de mesurer directement la température d'un échantillon soumis à une variation magnétique. Pour l'application du champ magnétique, deux techniques sont actuellement utilisées. La première consiste à appliquer un champ pulsé ou en rampe sur l'échantillon. Les champs pulsés permettent d'obtenir des valeurs de champ plus élevées. (Dan kov *et al.*, 1998). La seconde méthode, dite à extraction, consiste à introduire et retirer un échantillon d'un champ magnétique fixe (choisi par l'utilisateur).

Ce type de dispositif a été développé à l'Institut Néel, avec le soutien de la société Cooltech Applications. Il est composé de plusieurs éléments principaux :

- Une bobine supraconductrice permettant d'appliquer un champ d'induction de 0 à 7 T.
- Un cryostat
- Un actionneur mécanique linéaire assurant le déplacement de l'échantillon au centre et à l'extérieur du champ magnétique.
- Un support constitué d'un anneau en cuivre à l'intérieur duquel un porte échantillon en saphir est fixé via 4 fils en nylon. Le composé étudié est fixé sur le porte échantillon.

La Figure I.8 représente le dispositif dans son ensemble. Un thermocouple mesure la température de l'échantillon et de l'anneau. De ce fait, les premiers essais du dispositif ont été réalisés pour déduire la capacité calorifique du support, afin d'étalonner les outils de mesures en fonction de cette « charge thermique » non négligeable.

La différence de température relevée pour une variation de champ magnétique s'écrit (Rosca *et al.*, 2010) :

$$\Delta T_{mes} (C_p^{ech} + C_p^{P-ech}) = \Delta T_{ad} \cdot C_p^{ech} \quad (I. 14)$$

Où C_p^{ech} est la capacité thermique de l'échantillon, et C_p^{P-ech} la capacité du porte échantillon (incluant le support).

La capacité calorifique totale C_p du support avec ou sans l'échantillon est déterminée par une technique de relaxation. La chauffe du support est assurée via une puce résistive.

Pour la température, l'échantillon est introduit dans le champ magnétique, sa température augmente puis relaxe jusqu'à la température initiale. Ensuite, après extraction du champ, sa température diminue puis revient de nouveau à la température initiale. Elle est mesurée via des thermocouples qui envoient le signal de tension à un chopper MOSFET qui transforme le signal continu en signal alternatif.

L'avantage est la possibilité d'utiliser un amplificateur synchrone capable de mesurer des signaux de très faible amplitude tout en filtrant le bruit électrique blanc. La variation de température permet d'obtenir les variations maximales ΔT_{mes} à l'aimantation et à la désaimantation. Enfin, on corrige les valeurs par rapport à la présence du support pour remonter au ΔT_{ad} de l'échantillon.

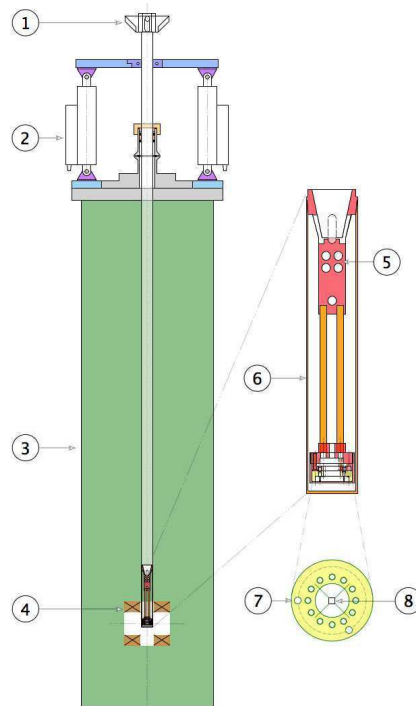


FIGURE I.8- Schéma de la canne de mesure calorimétrique : 1) Connecteurs. 2) Vérin électrique linéaire. 3) Cryostat. 4) Bobine Supraconductrice de type Helmholtz. 5) Emplacement du chopper MOSFET. 6) Ecran thermique sous vide. 7) Porte-échantillon : anneau de cuivre. 8) Plaque saphir. (Rosca, 2010)

I.3.3. Caractérisation d'un matériau à transition du second ordre : Gadolinium

Dans le cadre de nos travaux, nous avons voulu dans un premier temps étudier la répétitivité des mesures utilisant les magnétomètres BS, puis comparer les résultats obtenus par les mesures magnétique et calorimétrique.

I.3.3.a. Caractérisation par mesure magnétique

Afin de caractériser l'évolution de l'entropie magnétique du gadolinium, prenons l'exemple d'un échantillon et traçons ses caractéristiques. Les Figure I.9 et Figure I.10 montrent l'évolution de l'aimantation et de l'entropie magnétique, respectivement, en fonction de la température, à différents champs. Celui-ci varie de 0 à 6 T avec un pas de 1 T, la température de 260 à 320 K avec un pas de 1 K. La relation (I. 13) permet de tracer la Figure I.10 à partir de la Figure I.9. En comparaison à la

littérature, ceux-ci corroborent tout à fait (Zhong *et al.*, 2010). Généralement, la variation d'entropie du Gd est de $5 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ aux alentours de la température de Curie, pour $B = 2 \text{ T}$.

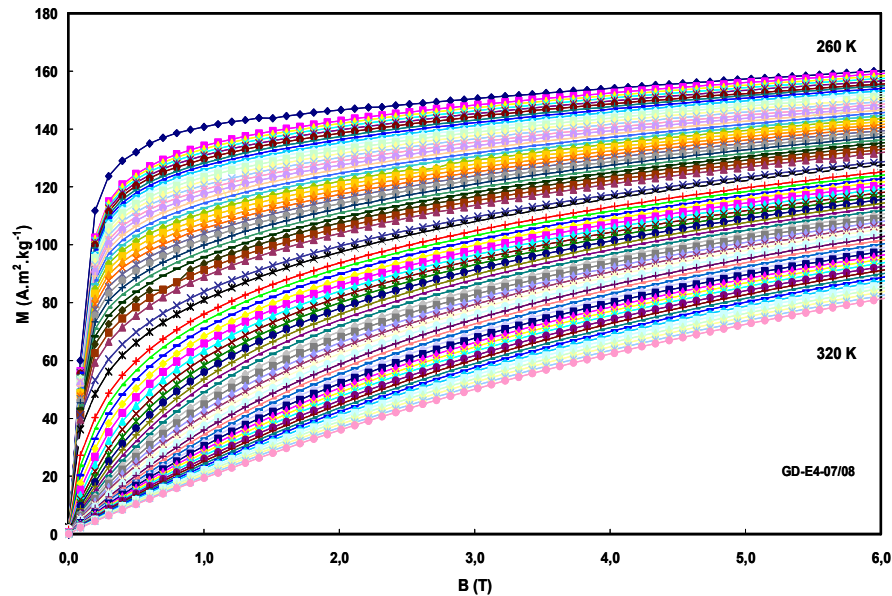


FIGURE I.9- Variation expérimentale de $M(H,T)$ isotherme pour le gadolinium. Le réseau de courbes isothermes s'étend de 260 à 320 K, avec un pas d'un kelvin.

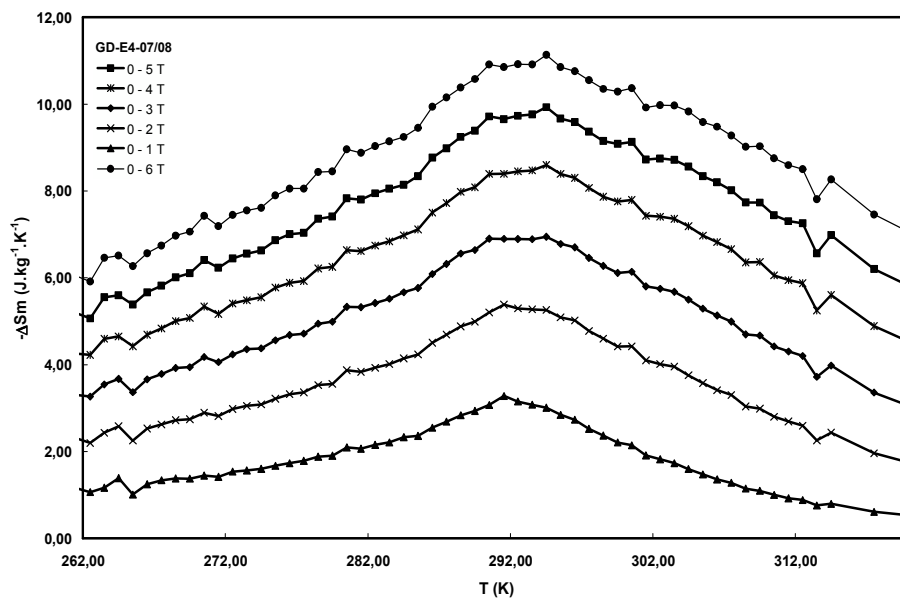


FIGURE I.10- Variation expérimentale de l'entropie magnétique pour le gadolinium à différents champs en fonction de la température. La variation d'entropie magnétique est maximale aux abords de la température de Curie $T_c = 294 \text{ K}$

I.3.3.b. Répétitivité des mesures

Afin d'étudier la fiabilité des données obtenues à l'aide des magnétomètres, nous avons fait des mesures magnétiques sur 3 échantillons issus du même lingot (Pureté à 99.9%), mais ayant des caractéristiques géométriques différentes. Seul change la masse et l'orientation des échantillons. Ils s'agissaient de s'assurer que les mesures magnétiques sont fiables en terme de répétitivité. Les caractéristiques sont données dans le Tableau I. 1 :

Echantillon	Ech. 1	Ech. 2	Ech. 3
Masse (g)	103.4	149.2	69.6
Orientation	Horizontale	Verticale	45°
Variation chp. M	0-5 T /1 T	0-5 T /1 T	0-5T /1 T
Variation Temp.	260-310 K /1 K	260-310 K /1 K	260-310 K /1 K

TABLEAU I.1- Variations de température adiabatique de trois échantillons analysés avec les magnétomètres. Leurs masses et orientations sont différentes.

La Figure I.11 présente l'écart de valeur entre la moyenne établie avec les 3 échantillons, ainsi que l'écart type, ceci sur une plage de température allant de 260 à 310 K, avec un pas de 1 K, sous un champ de 1, 3 et 5 T. La formulation de l'écart type s'écrit :

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$$

Avec \bar{x} la valeur moyenne de l'entropie magnétique à $T = i$. Il est à noter que la mesure de l'aimantation de l'échantillon 2 à 270 K est erronée (valeur très importante), ce qui explique la forte perturbation sur les courbes. De manière générale, la répétitivité des mesures aux hautes températures est correcte. Les variations obtenues sur les échantillons 2 et 3 sont comprises entre 0 et 8%. L'échantillon 1 a des différences légèrement plus importantes, mais non significatives si l'on se réfère à l'écart type.

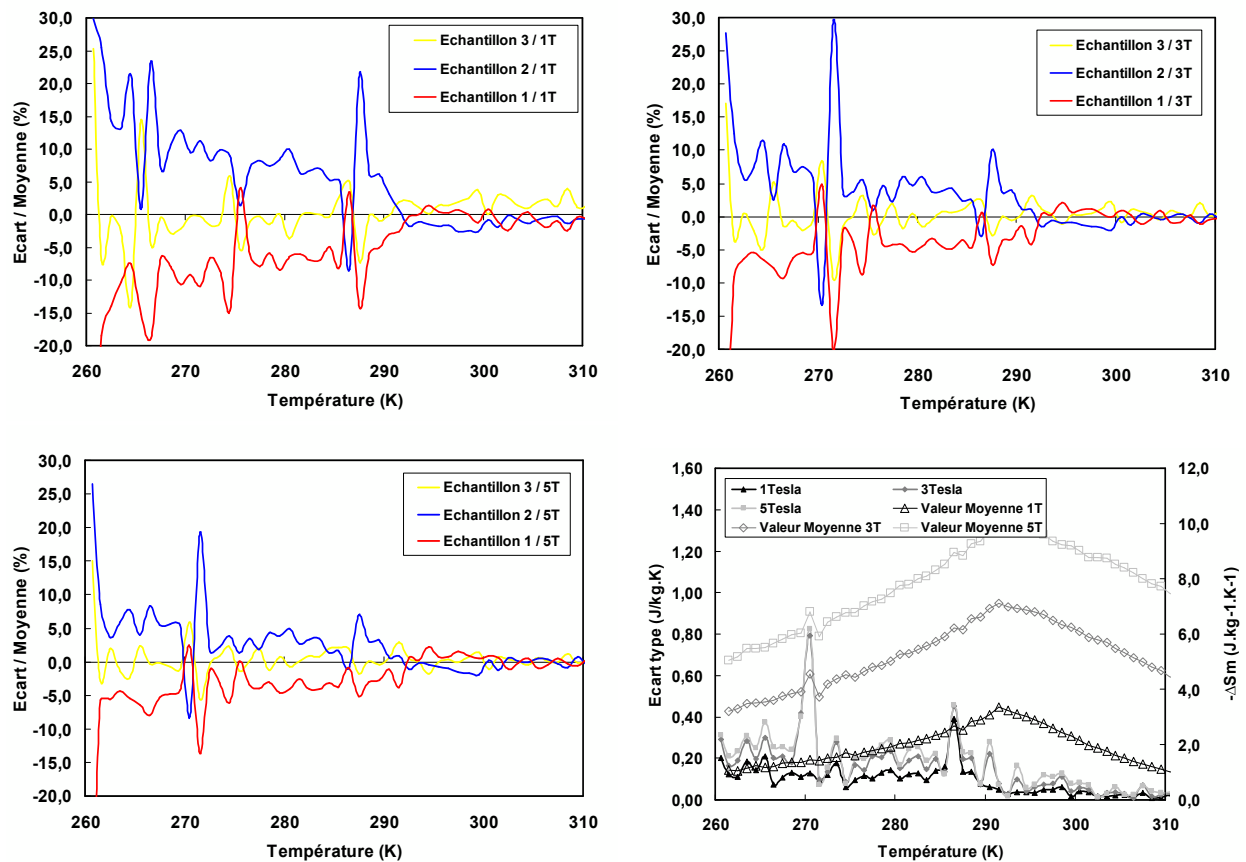


FIGURE I.11- Ecart en pourcentage et écart type par rapport à la moyenne des 3 mesures réalisées, entre 260 et 310 K pour 3 inductions magnétiques de 1, 3, 5 T. En dehors du point à 270 K, les mesures sont quasiment identiques.

I.3.3.c. Caractérisation par mesures calorimétriques

La réalisation et le calibrage du dispositif à mesure calorimétrique n'ayant abouti que récemment, seules quelques mesures faites par Mariana Rosca ont pu être exploitées. La Figure I.12 montre deux types de mesures obtenues sur une échantillon de Gd, la valeur de la chaleur massique c_p (a) et celle du ΔT_{ad} (b) en fonction de la température.

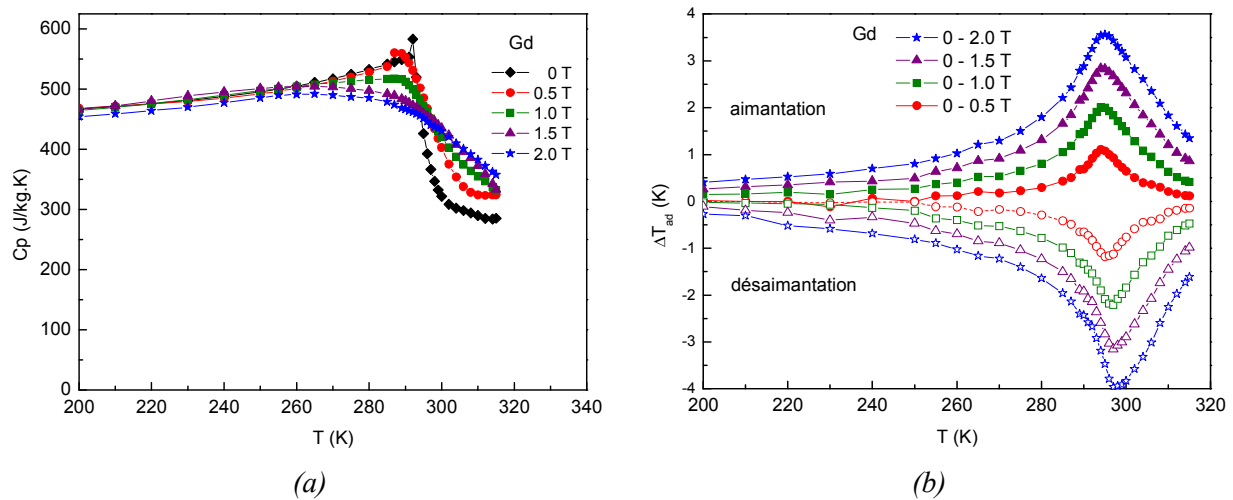


FIGURE I.12- Evolution de la chaleur massique c_p (a) et du ΔT_{ad} (b) en fonction de la température, à différents champs, mesurée à l'aide du dispositif calorimétrique (Rosca, 2010).

En comparaison au ΔT_{ad} que l'on peut trouver dans la littérature (Spichkin *et al.*, 2009), les résultats obtenus sont un peu plus faibles. La comparaison avec les mesures magnétiques permettra de confirmer ou non cette remarque.

Comme on peut le constater, la valeur du c_p change beaucoup, particulièrement autour de la température de Curie. L'obtention de ces valeurs est très bénéfique car il est maintenant possible de les intégrer dans le calcul du ΔT_{ad} à partir de la variation d'entropie ΔS_m , obtenue à l'aide des mesures magnétiques.

I.3.3.d. Comparaison mesures magnétiques / calorimétriques

Dans le cadre de sa thèse, M. Rosca a eu l'occasion de comparer les deux méthodes. La Figure I.13 présente l'évolution du ΔT_{ad} pour un échantillon de Gd soumis à un champ de 2 T. Les résultats sont corrects, malgré une valeur plus faible du ΔT_{ad} pour la mesure calorimétrique. Etant donné que les valeurs d'entropies magnétiques obtenues par Rosca sont en parfait accord avec la littérature et nos mesures, on peut en déduire que cette différence est due à la valeur du c_p qui semble trop élevée par rapport aux valeurs relevées dans la littérature. D'autres mesures sont donc nécessaires pour affiner le calcul de la chaleur massique.

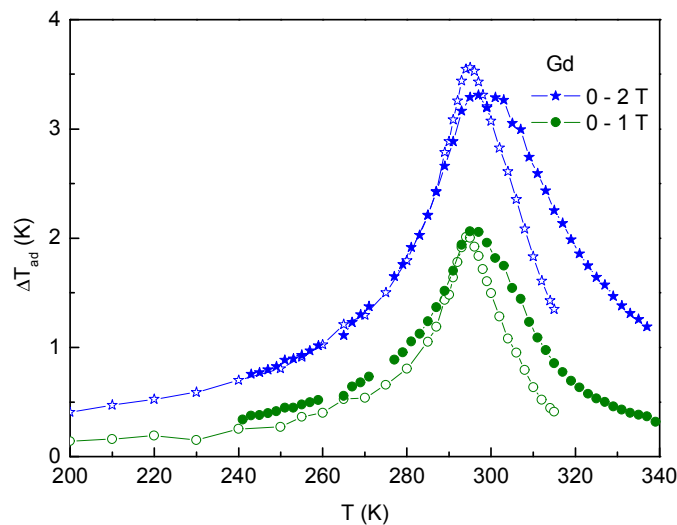


FIGURE I.13- Variation expérimentale du ΔT_{ad} à différents champs en fonction de la température. Les points pleins représentent la mesure indirecte, les points vides la mesure directe. Cette dernière donne des résultats un peu inférieurs (Rosca, 2010).

I.3.4. Caractérisation d'un matériau à transition du premier ordre : LaFeSi

I.3.4.a. Matériau LaFeSi

Le Lantane-Fer-Silicium est un composé présentant une transition du premier ordre à une température de Curie variable, selon sa composition chimique. A l'origine, le composé ne contient que du lantane et du fer. Cependant, le LaFe_{13} n'étant pas un composé stable, il a fallu intégrer un élément stabilisateur, le silicium.

De manière plus générale, de nombreux composés de $\text{La}_x\text{Fe}_y\text{Si}_z$ sont à l'étude dans le domaine des matériaux magnétocaloriques, ayant chacun des propriétés spécifiques. A l'Institut Néel, les recherches portent sur le $\text{LaFe}_{(13-x)}\text{Si}_x$, avec trois compositions différentes : $x = 1.3$; 1.56 et 1.69. Les températures de Curie de ces composés sont 190, 205, 210 K, avec une variation d'entropie magnétique de l'ordre de 28, 18, et 13 $\text{J.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$, respectivement.

I.3.4.b. Hydrogénation du LaFeSi : LaFeSiH

L'hydrogénation du LaFeSi consiste à insérer des éléments d'hydrogène dans le composé. D'autres éléments sont à l'étude mais celui-ci semble être l'interstitiel le plus efficace et le plus simple à mettre en œuvre. Ce procédé permet de modifier la température de Curie (et de l'ajuster autour de la température ambiante), tout en conservant une variation d'entropie magnétique similaire (Wang *et al.*, 2009). La Figure I.14 présente un exemple de composé LaFeSiH_y suivant différents taux d'hydrogène H_y .

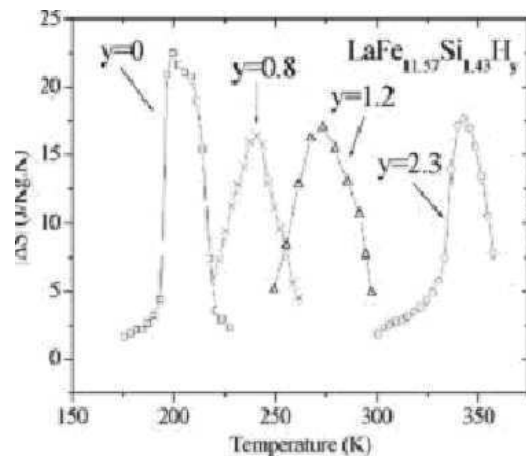


FIGURE I.14- Variation de l'entropie magnétique en fonction de la température du $\text{LaFe}_{11.57}\text{Si}_{1.43}\text{H}_y$ ($y = 0, 0.8, 1.2, \text{ et } 2.3$) pour un champ de 5 T (Mandal et al., 2007)

La variation d'entropie magnétique varie faiblement suivant le taux d'hydrogène, alors que la température de transition de phase varie considérablement. Ainsi, en jouant sur la teneur des éléments interstitiels, il est possible de créer des matériaux ayant une large variation d'entropie magnétique autour de la température ambiante.

Pour cela, le LaFeSi , initialement sous forme de poudre, est mis sous pression et chauffé dans une cuve remplie de gaz. Le composé est hydrogéné à saturation. Afin de réduire la quantité d'éléments hydrogènes dans le composé, l'Institut Néel dispose d'autoclaves dans lesquels les composés intermétalliques, en phase solide, réagissent avec de l'hydrogène ou de l'azote gazeux. La caractérisation structurale et microscopique se fait via des mesures par diffraction de neutrons et microscopie électronique (Rosca, 2010).

I.3.4.c. Le LaFeSiH multicouche

Outre le fait de pouvoir obtenir un pic maximal d'entropie magnétique à température ambiante, les composés LaFeSiH ont un atout important face au Gadolinium, principalement lors de leur utilisation dans un système.

D'après la relation (I. 6), la puissance délivrée par un le matériau dépend du ΔS_m , mais également de la plage de température sur laquelle son entropie varie. Or, cette plage n'est pas constante, elle varie suivant la température, de manière plus importante dans le cas des matériaux à transition du premier ordre. Dans le cas du gadolinium, on voit que l'EMC est maximal à $T = 293 \text{ K}$, mais si l'on se place à une température de 280 K (température de fonctionnement d'un réfrigérateur alimentaire), celui-ci est divisé par deux. De ce fait, dans ces conditions thermiques, il devient difficile d'obtenir un système délivrant une puissance importante.

Avec l'hydrogénation du LaFeSi , la température de la transition de phase est paramétrable suivant la demande de l'utilisateur. Ainsi, il est possible de fabriquer un bloc de matériau composé de plusieurs

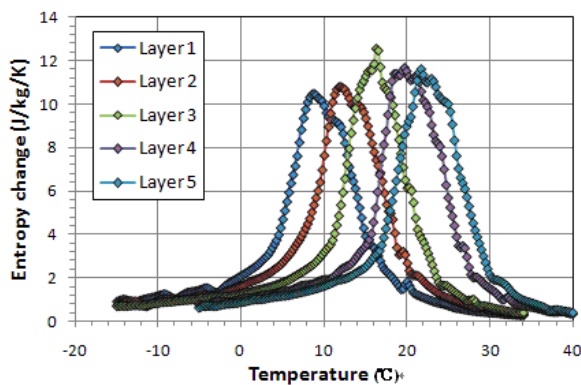
couches de LaFeSiH ayant chacune une température de Curie différentes. Ainsi, chaque couche réagit en fonction de la température de fonctionnement, comme cela a été fait par Astronautics Corporation of America (Russek *et al.*, 2010). La caractérisation de ce bloc multicouche est présentée sur la Figure I.15.a.

En comparaison à un bloc constitué d'un seul matériau à transition du premier ordre, on peut obtenir une même variation d'entropie magnétique sur une plus large plage de température.

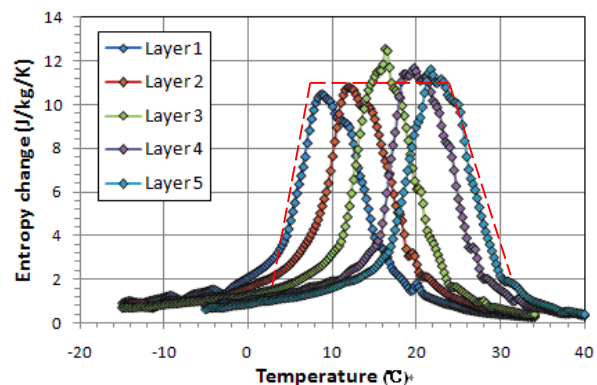
En comparaison à un bloc composé d'un matériau à transition de second ordre, il permet de travailler sur une plage de température aussi large, mais avec une variation d'entropie magnétique plus importante et quasi constante. La Figure I.15.b. présente une moyenne correspondante de l'entropie magnétique en fonction de la température.

Discussions : D'un point de vue science du matériau, ce bloc de matériau est similaire à un composé constitué d'un unique matériau ayant une variation d'entropie importante (premier ordre), sur une grande plage de température (second ordre).

D'un point de vue thermique, ce composé présente un inconvénient. Ce procédé diminue la masse de matériau qui réagit (en fonction du champ) à la température de fonctionnement (Par exemple, seulement 20% de la totalité de la masse du bloc voit sa variation d'entropie augmenter à 5°C). Ceci peut être néfaste à la puissance disponible. Cependant, comme l'a étudié l'équipe de l'Astronautics, les performances (en terme de ΔT_{ad} et de puissance froide) de leur système équipé avec ce type de bloc multicouche est plus efficace que le même système élaboré à partir de Gd.



(a)



(b)

FIGURE I.15- Variation d'entropie magnétique d'un régénérateur composé de cinq plaques de LaFeSiH soumises à un champ de 5 T ; (a) Courbes issues de (Russek *et al.*, 2010) ; (b) Courbes similaires avec moyenne grossière de la variation de l'entropie magnétique (trait rouge pointillé). On constate qu'elle est quasi constante de 5 à 25°C.

I.3.5. Caractérisation d'un manganite : PrSrMnO_3

Le laboratoire de Cristallographie et Science du Matériau (CRISMAT) de l'ENSICAEN, a mis au point un composé à base de Praséodyme, Strontium et de manganèse : $\text{Pr}_{0.66}\text{Sr}_{0.34}\text{MnO}_3$. Dans le cadre d'une collaboration de recherche (PIE CNR), le CRISMAT (par le biais de François Guillou et Vincent Hardy) a fourni au G2Elab des plaques de dimensions $L \times l \times e = 25 \times 20 \times 1$ mm. Ce matériau a été caractérisé à l'aide des magnétomètres BS1 et BS2. Afin d'alléger le temps des mesures magnétiques, nous avons étudié le matériau sur une plage de température autour de la température ambiante, allant de 270 à 310 K, sous un champ de 1 T. La Figure I.16 montre une comparaison des mesures réalisées à l'Institut NEEL et au CRISMAT. Les variations maximales d'entropie magnétique sont proches ($2.5 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) mais avec une température de Curie légèrement différente (294 K pour nos mesures indirectes, 290 K pour les mesures indirectes du CRISMAT, et même 288 K pour les mesures calorimétriques). Ces dernières permettent de déduire la chaleur massique du composé, et d'obtenir ainsi la variation de température adiabatique du matériau, sous différents champs (Figure I.17). Malgré un faible ΔT_{ad} (1.2 K à 1 T) ce matériau peut être intéressant à tester dans notre démonstrateur, ceci sera détaillé dans le Chapitre IV.

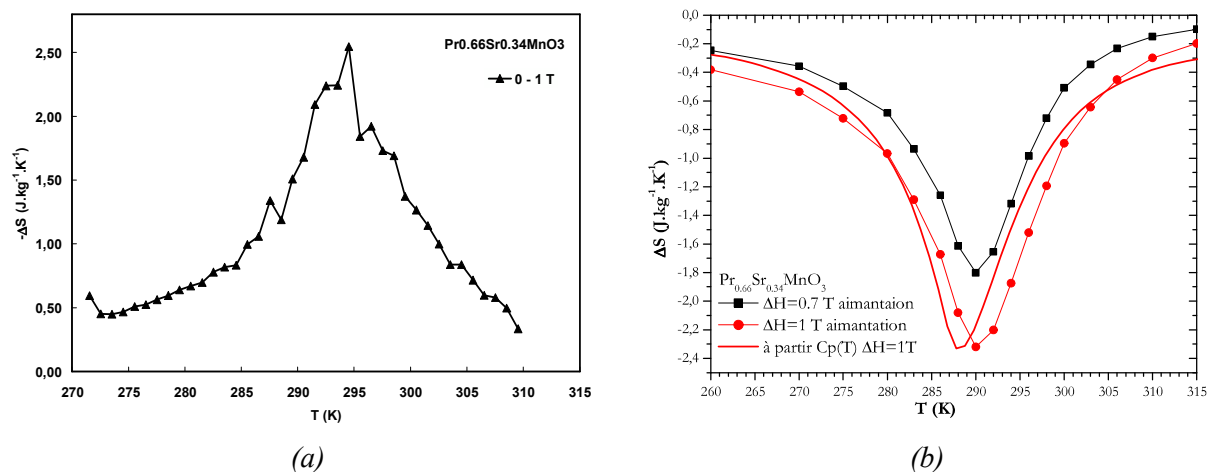


FIGURE I.16- Variation d'entropie du $\text{Pr}_{0.66}\text{Sr}_{0.34}\text{MnO}_3$ en fonction de la température, sous un champ de 1 T ; (a) Mesures BS réalisées à l'Institut Néel ; (b) Mesures réalisées par le CRISMAT

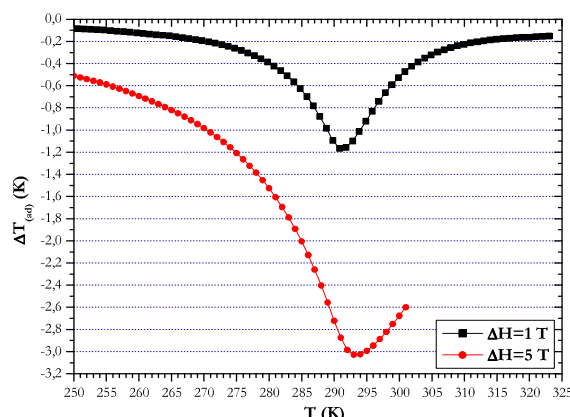


FIGURE I.17- Variation de température adiabatique du $\text{Pr}_{0.66}\text{Sr}_{0.34}\text{MnO}_3$ en fonction de la température, pour un champ de 1 et 5 T (CRISMAT).

I.4. La réfrigération magnétique

La réfrigération magnétique exploite l'EMC en mettant en œuvre un cycle magnétothermique équivalent à celui de la réfrigération conventionnelle. Si l'on se réfère aux cycles traditionnels de réfrigération que subit un gaz, ils sont composés de quatre étapes essentielles :

- La compression, qui entraîne l'élévation en température d'un gaz.
- La condensation, phase pendant laquelle ont lieu les échanges thermiques entre le gaz et un milieu externe (refroidissement).
- La détente, phase pendant laquelle se détend et se refroidit le gaz.
- L'évaporation, phase pendant laquelle on lieue les échanges thermiques entre le gaz et un milieu externe (réchauffement).

Dans le cas de la réfrigération magnétique, quatre phases sont également définies. Cependant, c'est le matériau qui subit le cycle, et non pas le gaz. L'aimantation du matériau assure son échauffement et inversement avec sa désaimantation. L'analogie avec la réfrigération classique est décrite sur la Figure I.18.

L'extraction de l'énergie contenue dans le matériau est assurée par un fluide caloporteur, généralement de l'eau, du fait de sa grande capacité calorifique.

Afin de comprendre la thermodynamique de la réfrigération magnétique, il est important de définir les différents cycles magnétiques existants.

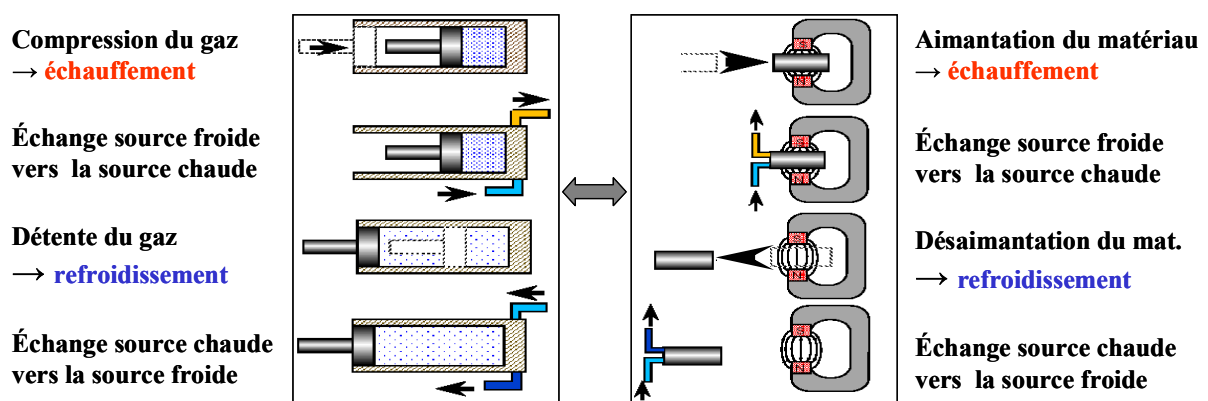


FIGURE I.18- Analogie entre le cycle de la réfrigération conventionnel et le cycle de la réfrigération magnétique (Allab, 2008).

I.4.1. Présentation des cycles thermodynamiques appliqués à la RM

L'étude historique de la réfrigération magnétique montre que plusieurs cycles thermodynamiques à régénération externe ou interne ont été mis en œuvre, selon les applications visées. Parmi ceux-ci, nous pouvons distinguer le cycle Stirling, le cycle magnétique d'Ericsson, le cycle magnétique de Brayton, et enfin le cycle de Carnot.

➤ Cycle magnétique d'Ericsson / Stirling à basse température

Comme cela a été expliqué précédemment, à ses débuts, la RM concernait les applications cryogéniques. Pour cela, les dispositifs utilisaient des cycles à désaimantation unique. Par la suite, le maintien à basse température (<1 K) amena C.V. Herr (Herr *et al.*, 1954) à réaliser un premier dispositif basé sur le cycle d'Ericsson direct. La Figure I.19 présente un matériau idéal¹ soumis à ce type de cycle, qui se décrit de la façon suivante :

- Aimantation isotherme : le matériau s'échauffe mais cède cette chaleur à la source chaude.
- Refroidissement isochamp : Le matériau reste aimanté et cède de la chaleur à la source chaude, ce qui le refroidit.
- Désaimantation isotherme : le matériau se refroidit et absorbe une certaine quantité de chaleur à la source froide.
- Réchauffement isochamp : le matériau absorbe de la chaleur en provenance de la source froide.

Il est à noter que le cycle de Stirling est quelque peu différent durant les phases de réchauffement et de refroidissement, qui se font à isoaimantation au lieu d'être isochamp. En 1966, lors de ses recherches sur la RM à température ambiante, J.R Van Geuns proposa un cycle basé sur le cycle de Stirling, dit à

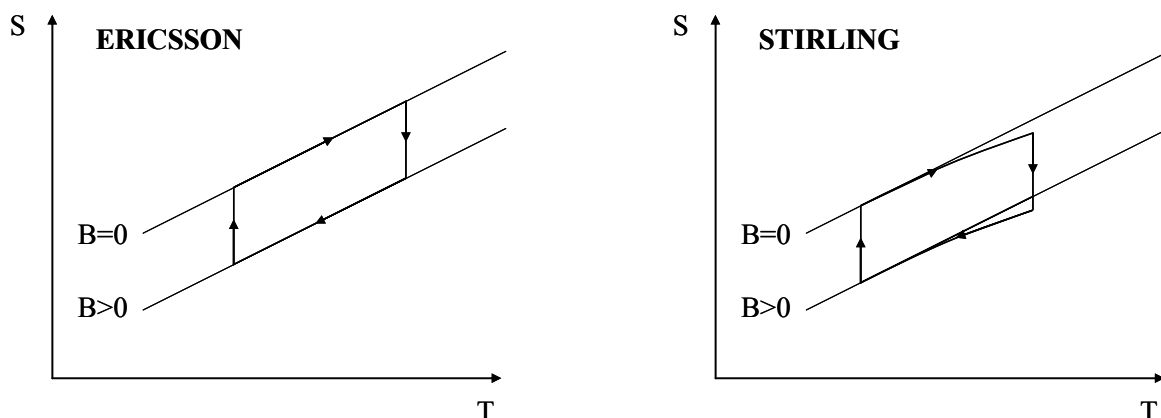


FIGURE I.19- Cycle magnétique d'Ericsson et de Stirling pour un matériau idéal.

¹ L'entropie magnétique du matériau est considérée comme constante sur toute la plage de température. Ceci est un cas thermodynamique idéal. Pour plus de précisions, voir l'Annexe A1.

régénération, appliqué aux basses températures. L'idée était de soumettre le *matériau actif*¹ à un champ magnétique en fonction d'un cycle fluide ; créant ainsi un gradient de température entre la source chaude et froide et permettant d'atteindre des températures plus basses (Brown, 1977).

➤ **Cycle magnétique d'Ericsson / Stirling à température ambiante**

En 1976, G.V Brown, détermina que les matériaux ferromagnétiques tels le gadolinium étaient d'excellents candidats pour son dispositif. Cependant, on peut noter que le simple effet magnéto-calorique du Gd ($2 \text{ K} \cdot \text{T}^{-1}$) ne suffit pas à « réfrigérer » une enceinte, à moins de disposer d'un champ très important. En effet, si on extrait la totalité de l'énergie présente dans une masse de Gd à l'aide par exemple d'un fluide, la température de celui-ci sera à +/- 2 K par rapport à la température initiale du matériau.

De ce fait, en s'inspirant du cycle à régénération décrit théoriquement par J.R Van Geuns, G.V Brown démontra expérimentalement que l'utilisation d'un *régénérateur*² où l'énergie des phases d'aimantation / désaimantation est stockée, permet d'amplifier les écarts de température entre les sources chaude et froide. Un fluide faisait office de régénérateur, le matériau utilisé était du gadolinium sous forme de plaques, le champ appliqué était de 7 T. L'utilisation d'un régénérateur permet d'obtenir une différence de température entre la source chaude et froide de 47 K, largement supérieure à celle obtenue avec un cycle direct. Par la suite, L.D Kirol conçut une machine également basée sur le principe du cycle d'Ericsson, laquelle permettait d'obtenir un ΔT de 11 K. (Yu *et al.*, 2003)

➤ **Cycle magnétique de Brayton**

La Figure I.20 présente un matériau idéal soumis à ce type de cycle. Il se décrit de la façon suivante :

- Aimantation adiabatique : le matériau s'échauffe instantanément sans échanger de chaleur avec l'extérieur.
- Refroidissement isochamp : Le matériau reste aimanté et cède de la chaleur à la source chaude, ce qui le refroidit.
- Désaimantation adiabatique : le matériau se refroidit instantanément sans échanger de chaleur avec l'extérieur.
- Réchauffement isochamp : le matériau absorbe de la chaleur en provenance de la source froide.

¹ Matériau fournissant l'énergie au système.

² Milieu (solide, fluide ou gaz) s'identifiant à un « réservoir d'énergie », permettant de distribuer de l'énergie à un milieu caloporteur à certain moments du cycle.

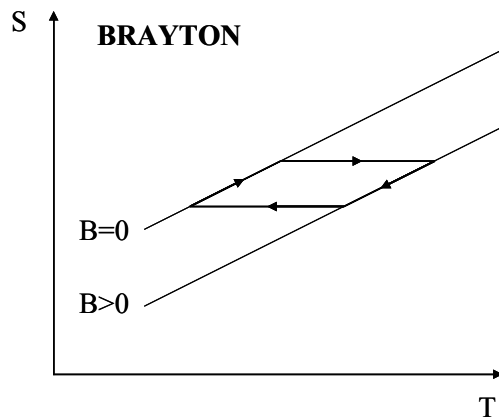


FIGURE I.20- Cycle magnétique de Brayton pour un matériau idéal.

➤ *Cycle de Carnot*

La description de ce cycle sert uniquement à définir l'efficacité des autres cycles. Considéré comme le cycle idéal, il se décrit de la façon suivante (Figure I.21) :

- Aimantation adiabatique : le matériau s'échauffe instantanément sans échanger de chaleur avec l'extérieur.
- Aimantation isotherme : L'aimantation est isotherme, c'est-à-dire que toute la chaleur produite précédemment est cédée à la source chaude.
- Désaimantation adiabatique : le matériau se refroidit instantanément sans échanger de chaleur avec l'extérieur.
- Désaimantation isotherme : le matériau absorbe la chaleur en provenance de la source froide.

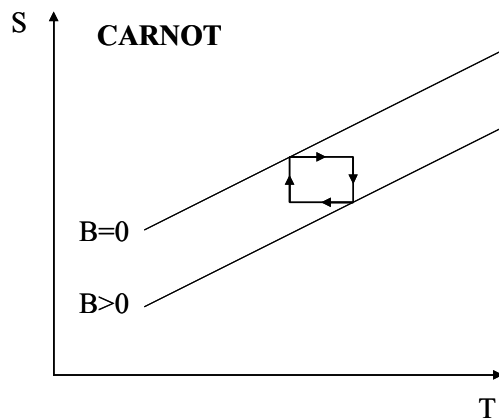


FIGURE I.21- Cycle magnétique de Carnot pour un matériau idéal.

➤ **Coefficient de performance (COP)**

Pour définir et évaluer l'efficacité des cycles présentés ci-dessus, il est nécessaire d'introduire un coefficient de performance, le *COP*. Il est équivalent à la quantité d'énergie récupérée par rapport à la quantité d'énergie fournie (Figure I.22).

Dans cette configuration, W est le travail magnétique, Q_f et Q_c les quantités de chaleur récupérées aux sources froide et chaude, respectivement.

Le coefficient de performance prend en considération seulement ces transferts. Toutes les pertes du système sont négligées. Dans le cas de la réfrigération, le *COP* se décrit suivant l'équation suivante :

$$COP_{froid} = \frac{Q_{absorbée}}{W_{fourni}} = \frac{Q_f}{W} \quad (I. 15)$$

Dans le cas du chauffage, il se décrit suivant (I. 16):

$$COP_{chaud} = \frac{Q_{cédée}}{W_{fourni}} = \frac{Q_c}{W} \quad (I. 16)$$

Dans les cas où la variation d'entropie magnétique est constante en fonction de la température (matériau idéal décrit précédemment), le coefficient de performance est alors maximal. La chaleur cédée ou absorbée se définit comme le produit de la température par la variation d'entropie. On se retrouve dans la configuration du cycle de Carnot décrite précédemment, le COP est alors appelé *coefficient de Carnot* : η_{Carnot}

$$COP_{froid-théorique} = \frac{Q_{froid}}{W_{fourni}} = \frac{T_f \Delta S_m(T_f, \Delta B)}{T_c \Delta S_m(T_c, \Delta B) - T_f \Delta S_m(T_f, \Delta B)} = \frac{T_f}{T_c - T_f} = \eta_{carnot} \quad (I. 17)$$

Ce rapport est utilisé pour tous les cycles thermodynamiques conventionnels.

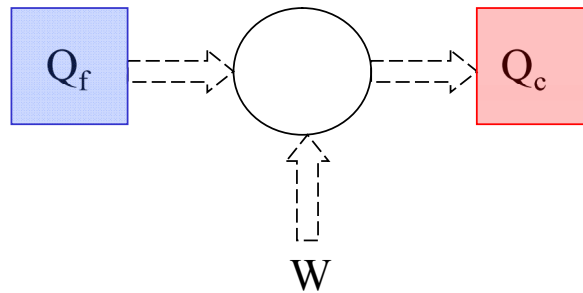


FIGURE I.22- Schématisation d'un système délivrant de la puissance froide et chaude à l'aide d'un travail fourni.

I.4.2. Cycle magnétique à régénération active

Comme vu précédemment, seuls les cycles à régénération permettent d'obtenir des écarts de température élevés à température ambiante. En se basant sur les travaux de J.R Van Geuns et G.V Brown, et forts de leurs expérimentations précédentes, J.A Barclay et W.A Steyert proposèrent un nouveau cycle, le cycle magnétique à régénération active, noté *cycle AMR*¹ (Barclay and Steyert, 1982). Dans ce cycle spécifique, le matériau actif joue le rôle de régénérateur. Celui-ci est soumis au champ magnétique (aimantation / désaimantation) et échange sa chaleur avec un fluide caloporteur le traversant et circulant de manière alternative dans un sens et dans l'autre. Un gradient de température noté ΔT va progressivement apparaître dans le régénérateur (matériau), et s'amplifier au fil des cycles.

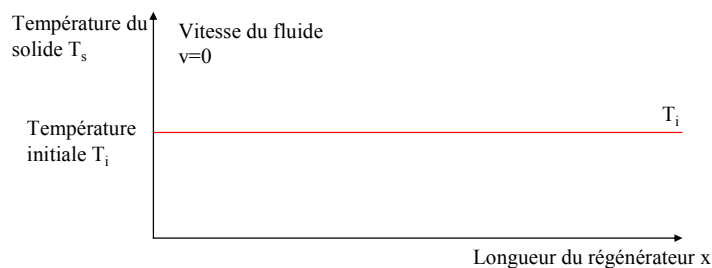
I.4.2.a. Schématisation du cycle AMR

Afin de représenter le comportement thermique d'un bloc actif soumis au cycle AMR, considérons un régénérateur de longueur L , pour lequel T_c est la température coté chaud et T_f celle coté froid. Un fluide caloporteur parcourt le régénérateur avec une vitesse v .

➤ *Mise en œuvre du cycle AMR : régime transitoire*

Idéalement, il n'y a pas d'échange avec le milieu extérieur (puissance nulle), et l'énergie disponible ne sert qu'à amplifier le gradient de température ΔT de part et autre du régénérateur.

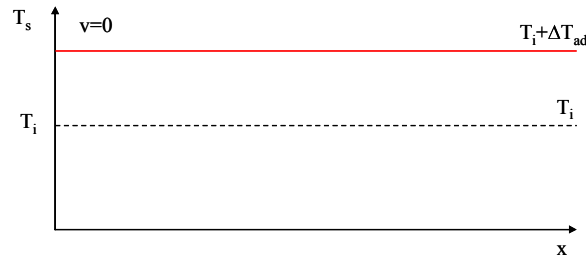
A l'instant $t = 0$, le régénérateur n'est soumis à aucun champ. Le bloc actif et le fluide caloporteur sont à température initiale T_i , de manière uniforme (de $x = 0$ à $x = L$).



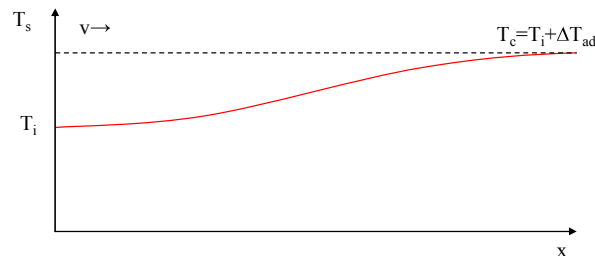
Les quatre étapes spécifiques du cycle AMR en régime transitoire :

¹ Cycle AMR : Active Magnetic Regenerative cycle

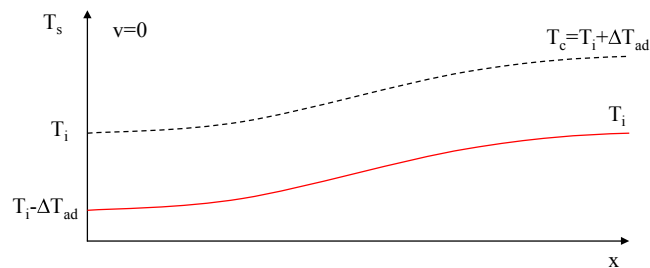
(1) Aimantation instantanée et adiabatique du régénérateur ($B = 0 \rightarrow B = B_{max}$) \rightarrow augmentation de sa température de ΔT_{ad} de façon uniforme (EMC). Le fluide ne circule pas (à noter que les pointillés représentent l'étape précédente).



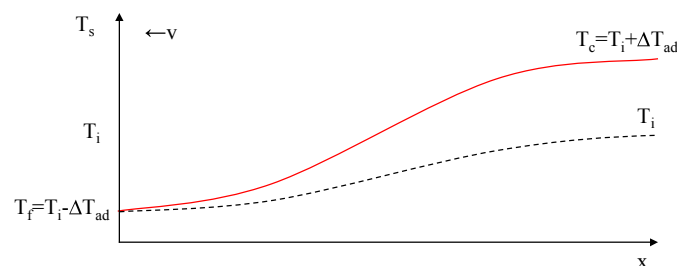
(2) Refroidissement isochamp ($B = B_{max}$). Le fluide caloporteur circule de la source froide vers la source chaude. Il entre à la température T_i , absorbe de la chaleur au régénérateur, et ressort à la température $T_c = T_i + \Delta T_{ad}$. Un gradient thermique apparaît dans le régénérateur. La source chaude est à T_c .



(3) Désaimantation instantanée et adiabatique du régénérateur ($B = B_{max} \rightarrow B = 0$) \rightarrow diminution de la température du régénérateur de ΔT_{ad} de façon uniforme, conservant ainsi le gradient thermique apparu à l'étape précédente. Le fluide ne circule pas, sa température reste inchangée.



(4) Réchauffement isochamp ($B = 0$). Le fluide caloporteur circule dans l'autre sens, de la source chaude vers la source froide. Il entre à la température $T_c = T_i + \Delta T_{ad}$, cède de la chaleur au régénérateur, et ressort à la température $T_f = T_i - \Delta T_{ad}$. Le gradient thermique s'amplifie dans le régénérateur. La source froide est alors à T_f .



Le cycle revient alors à l'étape 1. Le gradient est déjà formé dans le régénérateur, le prochain cycle l'amplifie à nouveau, etc. Ces étapes décrites précédemment représentent la mise en œuvre du cycle AMR, c'est-à-dire que l'énergie disponible ne sert qu'à amplifier le gradient de température ΔT dans le régénérateur.

Discussion : Dans le cas idéal présenté ci-dessus, les sources sont considérées comme adiabatiques, les échanges thermiques entre le régénérateur et le fluide caloporteur parfaits. L'intérêt du cycle AMR à puissance nulle est d'obtenir un ΔT maximum dans le régénérateur, et de voir ainsi sa plage de température fonctionnelle. Cette température dépend de nombreux paramètres tels la géométrie du régénérateur, le débit de fluide caloporteur, les caractéristiques thermiques du matériau, etc. L'étude de ces paramètres fera l'objet du Chapitre IV.

➤ *Exploitation du cycle AMR : régime établi*

Lorsque le gradient thermique dans le régénérateur est établi, la puissance disponible dans le matériau peut alors être exploitée. Pour cela, des échangeurs situés au niveau des sources permettent d'absorber ou de céder l'énergie transportée par le fluide caloporteur. La Figure I.23 décrit les étapes du cycle AMR en régime établi :

- (1) Condition initiale : Le gradient de température dans le matériau est maximal. Les températures aux extrémités du régénérateur sont T_c et T_f .
- (2) Aimantation adiabatique
- (3) Refroidissement isochamp. Le fluide caloporteur circule de la source froide vers la source chaude, respectivement aux températures $T_f + \Delta T_{ad}$ et $T_c + \Delta T_{ad}$. Le fluide absorbe l'énergie disponible dans le régénérateur, et déplace ainsi le gradient de température dans ce dernier. En sortie du bloc actif, le fluide chaud entre dans un échangeur à $T_c + \Delta T_{ad}$ et ressort à T_c . L'énergie échangée dans l'échangeur correspond à l'énergie fournie lors du déplacement du gradient thermique.
- (4) Désaimantation adiabatique
- (5) Réchauffement isochamp. Le fluide caloporteur circule de la source chaude vers la source froide, respectivement aux températures T_c et T_f . Le fluide cède de l'énergie au régénérateur, et déplace à nouveau le gradient de température. En sortie du bloc actif, le fluide froid entre dans un échangeur à T_f et ressort à $T_f + \Delta T_{ad}$, absorbant ainsi de la chaleur : ***c'est la puissance froide fournie par le système.***

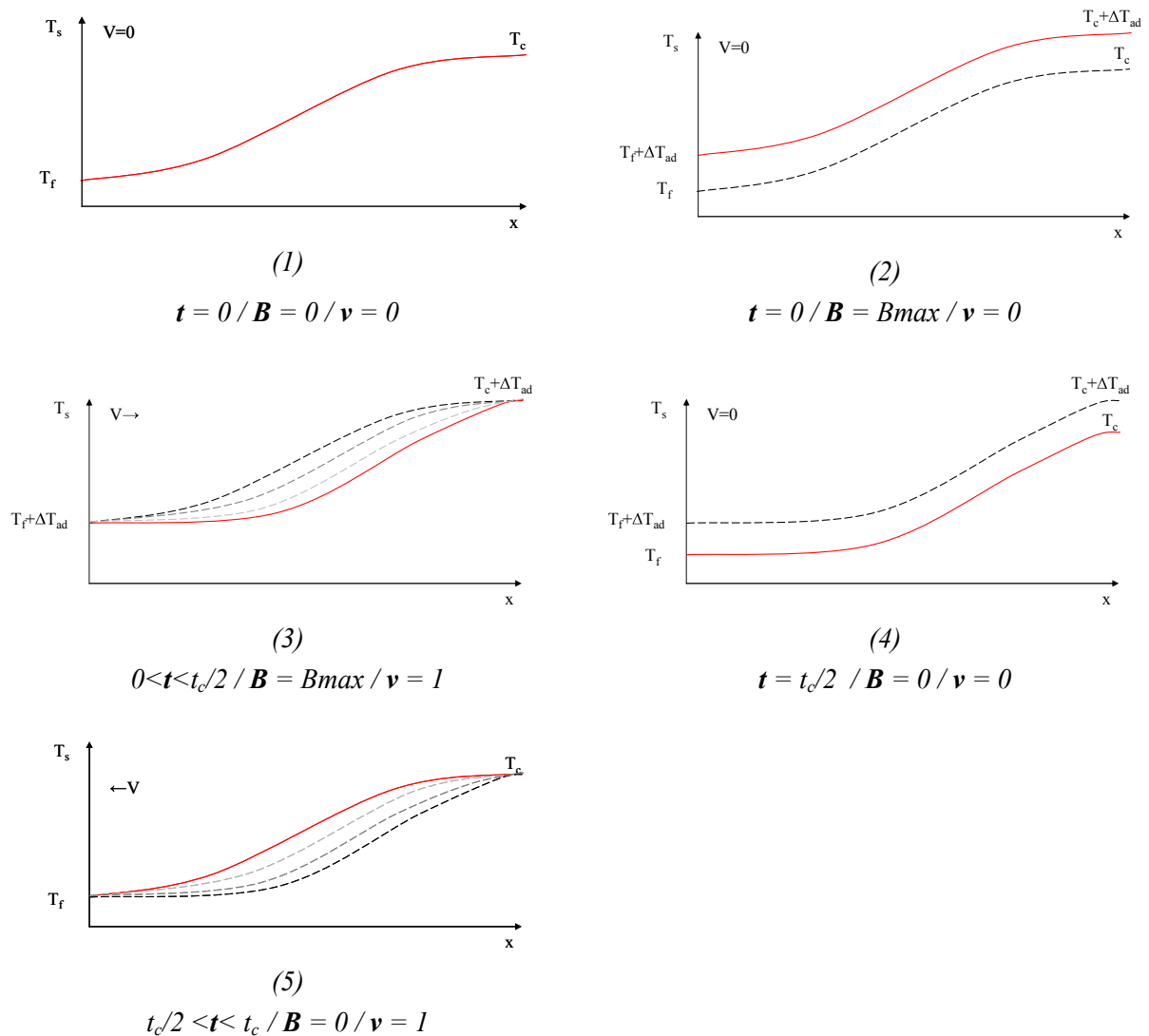


FIGURE I.23- Cycle AMR pour un fonctionnement en régime établi. t_c est la durée d'un cycle, B le induction magnétique, v la vitesse du fluide.

Discussion : La mise en œuvre d'un tel cycle est compliquée. Dans le cas idéal présenté ci-dessus, le fluide qui sort de part et autre du régénérateur échange la totalité de l'énergie avec un autre milieu. En réalité, les échangeurs thermiques (pour récupérer de la puissance chaude ou froide) sont difficiles à définir, leur rendement complique encore plus leur dimensionnement.

I.4.2.b. Etude thermodynamique du cycle AMR

Afin de comprendre comment fonctionne le cycle AMR, il est possible de l'étudier d'un point de vue thermodynamique. Considérons un matériau idéal à entropie constante en fonction de la température (voir Annexe A1), dans le but de simplifier la démarche.

Dans le cas du cycle AMR, chaque élément de matériau subit un cycle de Brayton. Cependant, en fonction du temps (et donc du nombre de cycles), les cycles vont évoluer différemment, que l'on se place au niveau du côté chaud ou froid du régénérateur. La Figure I.24 trace l'évolution des cycles de Brayton (S, T) sur les deux portions de matériau équivalentes aux extrémités du régénérateur (côté chaud et côté froid).

La température évolue inversement mais de manière proportionnelle entre les deux côtés. Au centre du régénérateur, le cycle ne se décale pas, sa température subit juste la variation $\pm \Delta T_{ad}$.

Cette succession de cycles dans l'espace et le temps explique la création du gradient de température. La Figure I.25 trace les cycles de Brayton (S,T) dans l'espace longitudinal x du régénérateur, en fonction du temps (à $t = 0$ et $t = \infty$ pour la compréhension de la figure). Pour des raisons de compréhension du schéma, le côté froid du régénérateur est situé à $x = L$ et le côté chaud à $x = 0$. Le gradient thermique $GradT$ (en trait pointillé violet) est nul à $t = 0$ et établi à $t = \infty$.

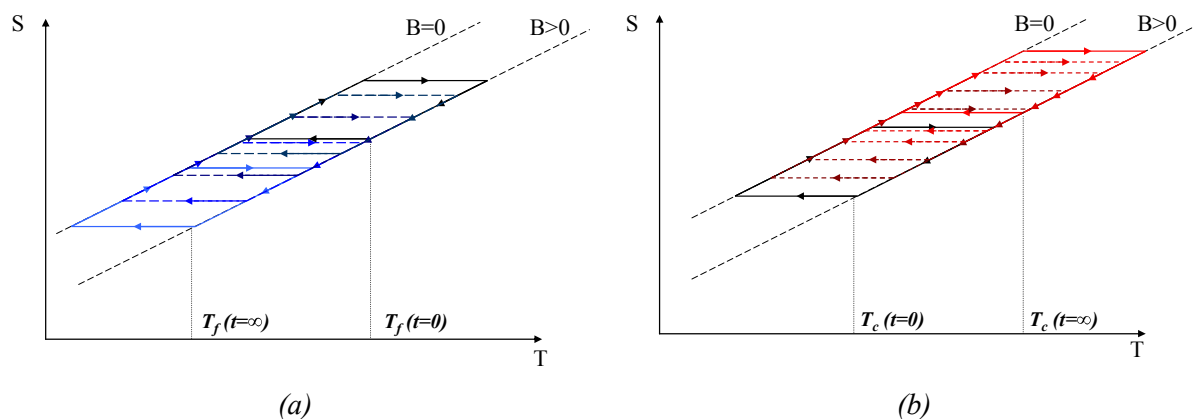


FIGURE I.24- Cycle magnétique de Brayton en cascade du côté froid (a) et chaud (b) du régénérateur pour un matériau à entropie magnétique constante selon la température. A $t = 0$, $T_f = T_c$.

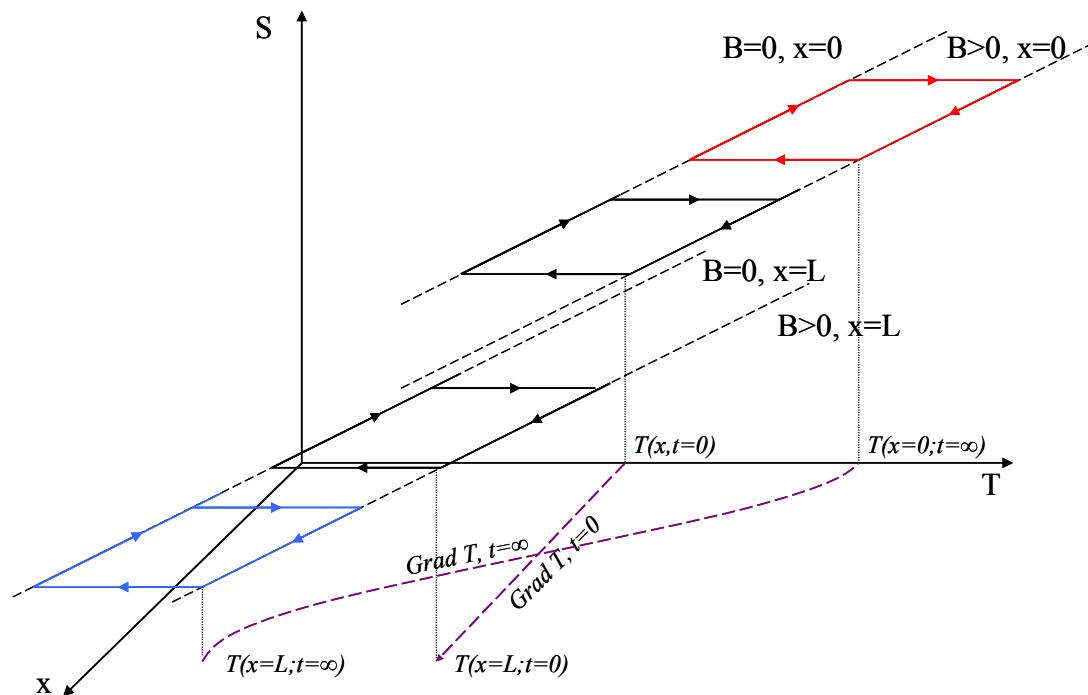


FIGURE 1.25- Cycle magnétique de Brayton suivant l'espace et le temps pour un matériau à entropie magnétique constante selon la température. A $t = 0$, $T_f = T_c$, il n'y a pas de gradient thermique. A $t = \infty$, le gradient thermique (trait violet pointillé) est pleinement établi suivant la longueur du régénérateur.

I.5. Conclusion

Ce chapitre a permis de présenter le potentiel de la réfrigération magnétique. D'abord très utilisée pour les applications à basses températures, la réfrigération magnétique est aujourd'hui prometteuse pour un fonctionnement à température ambiante. Les machines actuelles, encore à l'état de prototype, sont encore difficiles à faire fonctionner convenablement. En effet, un système de réfrigération magnétique met en avant à la fois du magnétisme, de la thermique, mécanique, thermodynamique, et aussi de la mécanique des fluides, tous s'enchevêtrent les uns avec les autres. Aujourd'hui, la recherche sur la réfrigération magnétique évolue suivant trois grands axes :

- Le matériau : indispensable car source de l'effet magnéto-calorique (et des performances), de nombreux laboratoires et industriels spécialisés dans ce domaine orientent leurs travaux vers l'optimisation de matériaux à EMC géant.
- Le système : exploitation fonctionnel de l'EMC. De plus en plus de prototypes se construisent dans les laboratoires de recherche. Malgré un coût élevé et une réalisation difficile, ces machines sont nécessaires à l'étude expérimentale de la réfrigération magnétique.
- La modélisation : gain de temps, d'argent et de moyen, elle permet d'imaginer, concevoir virtuellement de nouvelles structures (aimants, régénérateur, etc.) et d'en définir leurs performances.

C'est ce dernier domaine qui inspire le prochain chapitre.

Bibliographie

- I.1. Allab F. 2008, Etude et conception d'un dispositif de réfrigération magnétique basé sur l'effet magneto-calorique géant. *Thèse*, Grenoble INP, G2elab.
- I.2. Barclay J.A, Steyert W.A. 1982, Active magnetic regenerator. Brevet US4332135.
- I.3. Brown, G. V., 1976, Magnetic heat pumping near room temperature, *J. Appl. Phys.*, 47: 3673-3680.
- I.4. Brown G.V. 1977, Magnetic Sterling Cycles – a new application for magnetic materials. *IEEE Trans. Mag.* 13(5) : 1146-1148.
- I.5. Casanova F. 2004, Magnetocaloric Effect In $Gd_5(SixGe_{1-x})_4$ Alloys. *Thèse*, Universitat de Barcelona.
- I.6. Dan'kov S.Yu, Tishin A.M, Pecharsky V.K, Geschneidner K.A. 1998, Magnetic phase transitions and the magnetothermal properties of gadolinium, *Phys. Rev.* 57(6): 3478-3490.
- I.7. Deardorff D.D, Johnson D.L. 1984, Magnetic refrigeration development. *Radio frequency and Microwave subsystem section*, TDA progress report 42-78.
- I.8. Du Tremolet E. 1999, Magnétismes, *tome 1 : fondements*. EDP Sciences, Grenoble, ISBN 2-86883-463-9, 496p.
- I.9. Giauque W.F, MacDougall D.P. 1933, Attainment of temperatures below 1° absolute by demagnetization of $Gd_2(SO_4)_3 \cdot 8H_2O$. *Phys. Rev.* 43:768.
- I.10. Gopal B, Chahine R, Bose T.K. 1997, A sample translatory type insert for automated magnetocaloric effect measurements, *Rev. Sci. Instrum.* 68: 1818-1822.
- I.11. Grossinger R, Haas M, Sato Turtelli R. 2010, Magnetocaloric versus thermoelectric effect – new systems for thermal applications, *Thermag IV : Fourth International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR: 15-29.
- I.12. Gschneidner K. A, Pecharsky A. O, Pecharsky V. K, Lograsso T. A, and Schlagel D. L. 2000. Production of the giant magnetocaloric effect $Gd_5(SixGe_{1-x})_4$ magnetic refrigerant materials from commercial gadolinium metal, *Rare Earths And Actinides: Science, Technology And Applications Iv*, 63–72.

- I.13. Gschneidner K.A., Pecharsky V.K. 2008, Thirty years of near room temperature magnetic cooling: Where we are today and future prospects, *Int. J. Refrig.* 31(6): 945-961.
- I.14. Herr C.V, Barnes C.B, Daunt J.G. 1954, Magnetic refrigerator for maintaining temperatures below 1K, *Physical Review*, 91(2): 412-413.
- I.15. Hirano N, Nagaya S, Okamura T, Kawanami T, Wada H. 2010, Development of room temperature magnetic refrigerator in Japan, *Thermag IV: Fourth International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR: 37-48.
- I.16. Kirol L.D, Dacus M.W. 1987, Rotary recuperative magnetic heat pump, *Adv. Cryog. Eng.* 33: 757-65.
- I.17. Lebouc A, Allab F, Fournier J.M, Yonnet J.P. 2005, Réfrigération magnétique, *Technique de l'ingénieur [RE28]*, Génie énergétique, pp 1-16.
- I.18. Lozano J.A, Teixeira C, Zhang L, Bruck E, Prata A.T, Wendhausen P.A.P. 2010, Variation of the transition-metals ratio on $Mn_{1-x}Fe_{1+x}P_{0.6}Si_{0.3}Ge_{0.1}$ compounds, *Thermag IV: Fourth International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR: 107-113.
- I.19. Mandal K, Pal D, Gutfleisch O, Kersch P, and Müller K.H. 2007, Magnetocaloric effect in reactively-milled $LaFe_{11.57}Si_{1.43}Hy$ intermetallic compounds, *J. Appl. Phys.* 102, 053906.
- I.20. Rosca M. 2010, Matériaux de type $LaFe_{13-x}Si_x$ à fort pouvoir magnétocalorique - Synthèse et optimisation de composés massifs et hypertrempés - Caractérisations fondamentales. *Thèse*, UJF, Institut NEEL, Grenoble.
- I.21. Rosca M, Fruchart D, Gignoux D, Miraglia S, Waeckerlé T, Bour S, Muller C, Jehan M, and Chieux F. 2009, $La(FeSi)_{13}$ type materials developed for applications, *Thermag III : The 3rd International Conference of IIR on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, Des Moines, Iowa, U.S.A.
- I.22. Rosca M, Zawilski B, Plaidoux P, Lyard L, Marcus J, Fruchart D, Miraglia S. 2010, Direct measurements of magnetocaloric parameters, *Thermag IV: Fourth International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR: 245-253.
- I.23. Spichkin Y.I, Zubkov I, Franco V, Tishin A.M. 2009, Universal $\Delta T(T)$ curve – Application for gadolinium and $TbCO_2$, *Thermag III: The 3rd International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR: 217-221.
- I.24. Steyert W.A. 1978, Stirling-cycle rotating magnetic refrigerators and heat engines for use near room temperature, *J Appl Phys.* 49(3): 1216-26.

- I.25. Tishin A.M. 1999, *Handbook of Magnetic Materials*, edited by K.H. J. Buschow, Amsterdam, Vol. 12, p. 395.
- I.26. Wang J, Chen Y, Tang Y, Xiao S, Liu T, Zhang E. 2009, The hydrogenation behavior of LaFe_{11.44}Si_{1.56} magnetic refrigerating alloy, *Journal of Alloys and Compounds*, 485: 313–315.
- I.27. Yu B.F, Gao Q, Chen Z. 2003, Review on research of room temperature magnetic Refrigeration, *Int. J. Refrig.* 26: 622-636.
- I.28. Yu B, Min L, Egolf P, Kitanovski A. 2010, A review of magnetic refrigerator and heat pump prototypes built before the year 2010, *Int. J. Refrig.* 33: 1029-1060.
- I.29. Zhong X.C, Tang P.F, Zhou X, Zheng Z.G, Yu H.Y, Zeng D.C, Liu Z.W. 2010, Effects of Ni, Si and Cr doping on the magnetic refrigerant metal Gd, *Thermag IV: Fourth International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR: 191-200.
- I.30. Zimm C, Jastrab A, Sternberg A, Pecharsky VK, Gschneider Jr. KA, Osbore M and Anderson I. 1998, Description and performance of near-room temperature magnetic refrigerator, *Advances in Cryogenic Engineering*, 43: 1759-1766.

CHAPITRE II

SIMULATION NUMERIQUE : UTILISATION DU LOGICIEL FLUENT POUR LA REFRIGERATION MAGNETIQUE

SOMMAIRE

II.1.	INTRODUCTION	40
II.2.	TRANSFERTS PAR CONDUCTION	40
II.2.1.	Généralités.....	40
II.2.2.	Mise en équation	41
II.2.3.	Nombre de Biot.....	42
II.3.	TRANSFERTS PAR CONVECTION.....	43
II.3.1.	Définition	43
II.3.2.	Formulation d'un problème de convection : généralités	44
II.3.3.	Résolution d'un problème de convection.....	46
II.4.	FLUENT SOFTWARE.....	50
II.4.1.	Mailleur : GAMBIT	50
II.4.2.	Solveur FLUENT : Présentation	51
II.5.	MODELISATION DE LA REFRIGERATION MAGNETIQUE ACTIVE A REGENERATION	54
II.5.1.	Paramètres de modélisation.....	54
II.5.2.	Description du problème et des outils numériques disponibles	61
II.5.3.	Programme AMR0	63
II.5.4.	Programme AMR1	69
II.5.5.	Utilisation du modèle numérique	74
II.6.	CONCLUSION.....	80
	BIBLIOGRAPHIE	81

Résumé : Ce chapitre présente le développement d'un outils numérique utilisé dans le cadre de la réfrigération magnétique. Le programme a été développé sous FLUENT, logiciel spécialisé dans les transferts thermiques. Les différentes étapes nécessaires à la réalisation de l'outil seront expliquées en détails, comme la modélisation du maillage sous GAMBIT ou les étapes qui ont menées à la programmation du processus de cycle AMR.

II.1. Introduction

Une partie de ces travaux de thèse a porté sur les transferts thermiques au sein des régénérateurs, ceux-ci étant à la base du fonctionnement du cycle AMR. De manière plus générale, les transferts thermiques sont des phénomènes primordiaux dans toute forme de système mettant en jeu de l'énergie. On distingue trois types de transferts de chaleur : la conduction, la convection et le rayonnement. Généralement, pour les illustrer, on se place dans le cas d'un système composé de deux corps en contact ou non et ayant des températures différentes. Les transferts thermiques sont alors décrits comme étant le transfert de chaleur entre le corps le plus chaud qui cède de l'énergie au corps le plus froid. On définit les trois types de transferts comme suit :

- La conduction : phénomène de transport de l'énergie entre deux régions de même phase à des températures différentes. Celle-ci représente de manière générale la transmission de l'agitation thermique au sein d'un matériau, sans déplacement de la matière.
- Le rayonnement : mode de transfert par rayonnement électromagnétique ne nécessitant pas de matière entre les deux corps rayonnant. Le rayonnement capté par un corps est transformé en énergie thermique.
- La convection : en terme général, c'est un phénomène d'échanges d'énergie entre différents milieux de natures différentes, par le biais de conduction et d'advection.

Dans nos travaux de recherches sur les systèmes de RM, l'étude de la convection et de la conduction a été indispensable à la compréhension des phénomènes thermiques mis en jeu. La prise en compte du rayonnement fut négligée de par sa faible contribution aux échanges thermiques. En effet, dans nos conditions d'opérations (température et géométrie), les pertes par rayonnement restent mineures. Nous nous limitons dans ce chapitre aux deux types de transferts d'énergie, la conduction et la convection, ce dernier étant plus conséquent dans nos applications, il sera plus approfondi. Nous présenterons par la suite le logiciel FLUENT utilisé pour la programmation d'un outil numérique capable de reproduire le cycle AMR dans un régénérateur. L'exploitation du modèle et ses limites seront détaillées en fin de chapitre.

II.2. Transferts par conduction

II.2.1. Généralités

La conduction thermique représente le transport de l'énergie interne d'un corps via son agitation thermique. La conductivité thermique des corps dépend de leur état : les solides sont en général meilleurs conducteurs de la chaleur que les liquides ou les gaz (Génicon et al., 2005). En 1822 Fourier (Bianchi et al., 2004) a démontré expérimentalement que le flux de chaleur φ exprimé en [W.m⁻²] traversant un corps est proportionnel à son gradient de température :

$$\vec{\varphi} = -\lambda \cdot \text{grad}T \quad (\text{II. 1})$$

Avec λ la conductivité thermique [$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$]

II.2.2. Mise en équation

Le premier principe de la thermodynamique appliqué sur un élément de volume V permet d'écrire :

$$dU = \delta Q + \delta W \quad (\text{II. 2})$$

Avec dU la variation d'énergie interne, δW le travail échangé et $\delta Q = \delta Q_e + \delta Q_i$ la somme respectivement de la quantité de chaleur entrant dans V par la surface S (δQ_e) et la chaleur dégagée (δQ_i) par les sources internes de densité volumique P_v .

$$dU = dt \iiint_V \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dV \quad (\text{II. 3})$$

Avec c_p la capacité thermique massique à pression constante [$\text{J.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$]; ρ la masse volumique [$\text{m}^3.\text{kg}^{-1}$].

$$\delta Q_e = dt \iint_S \vec{\varphi} \cdot \vec{n} \cdot dS \quad (\text{II. 4})$$

$$\delta Q_i = dt \iiint_V P_v dV \quad (\text{II. 5})$$

Avec P_v les sources volumiques [W.m^{-3}]; \vec{n} la normale à la paroi

D'après (II. 2), (II. 3) et (II. 4), la résultante donne :

$$-\text{grad}d\vec{\varphi} + P_v = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{II. 6})$$

En appliquant la loi de Fourier, l'équation (II. 6) devient (avec λ constant) :

$$\lambda \cdot \Delta T + P_v = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{II. 7})$$

L'équation de la chaleur dans un solide est donc définie par cette équation. Elle sera appliquée pour la résolution de tout problème de conduction. Deux types de conditions aux limites s'appliquent avec cette équation, la condition de température et la condition de flux.

II.2.3. Nombre de Biot

En régime transitoire, lorsque qu'un corps solide échange avec un fluide, le flux va résulter à la fois des échanges convectifs à la paroi, mais également du champ de température dans le solide. Afin de quantifier le rapport des flux convectifs et conductifs, le nombre adimensionnel de Biot a été défini, il représente la résistance interne du solide par rapport à la résistance de contact entre le solide et le fluide qui l'entoure. Le nombre de Biot s'écrit :

$$Bi = \frac{R_i}{R_c} = \frac{\frac{L}{\lambda}}{\frac{1}{h}} = \frac{h \cdot L}{\lambda} \quad (\text{II. 8})$$

Avec L la longueur caractéristique [m], h le coefficient d'échange thermique [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$]. Prenons l'exemple d'un écoulement de fluide à la température T_∞ sur une plaque plane verticale d'épaisseur L (Figure II.1). Les flux de chaleur sont notés q , le champ de température dans le solide s'établit suivant l'axe Ox , de $T_{s,1}$ à $T_{s,2}$ suivant la valeur du nombre de Biot. On distingue deux cas :

- $Bi \ll 1$: Le gradient thermique se situe principalement dans le fluide, on considère alors que la température dans le solide est quasi uniforme.
- $Bi \gg 1$: Il y a apparition d'un gradient thermique dans le solide et dans le fluide, la température n'est donc pas uniforme.

Dans nos cas d'études, les nombre de Biot seront pour la plupart inférieur à 1, le champ de température suivant l'épaisseur sera considéré comme uniforme dans le matériau.

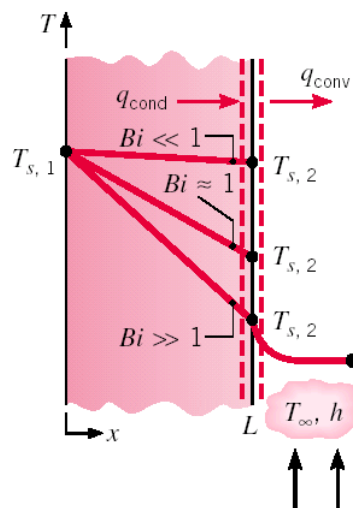


FIGURE II.1- Evolution de température dans un solide en contact avec un écoulement fluide en fonction du nombre de Biot. (Moran et al., 2003). Plus Bi est faible, plus la température dans le solide sera uniforme.

II.3. Transferts par convection

II.3.1. Définition

Le transfert de chaleur dans les fluides en mouvement est appelé convection thermique. Dans un milieu matériel rigide, le phénomène se réduit à la conduction thermique. Cependant, dans les fluides, des efforts de faible intensité suffisent à les mettre en mouvement, ce sont les mouvements convectifs. La convection thermique est donc la conjugaison de deux mécanismes physiques : la diffusion moléculaire (conduction thermique à l'interface de deux milieux) et l'advection (entraînement de la chaleur par le mouvement du fluide).

Plus précisément, la convection décrit le mécanisme principal de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. Dans le cas d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure, le transfert de chaleur par convection s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules du fluide adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter leur température et leur énergie interne. Ces molécules vont ensuite se mélanger avec d'autres situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie : c'est l'écoulement qui transporte le fluide et l'énergie. La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre et convection forcée. Lorsque le champ de vitesse est imposé, le champ de température est totalement dépendant de celui-ci. Ceci caractérise le cas de la convection forcée. A l'inverse, lorsque le champ de vitesse est créé par le champ de température, la convection est dite naturelle. Cependant, quelque soit le type de convection, les échanges à la paroi se traduisent par des phénomènes de simple conduction entre le fluide et le solide. Ces flux peuvent être définis par l'hypothèse de Fourier (Huetz et Petit, 1990):

$$\lambda_s \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{ps} = \lambda_f \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{pf} = \varphi_p \quad (\text{II. 9})$$

Avec ps et pf les parois du solide et du fluide. On aura donc une continuité des températures à la paroi :

$$(T_s)_{pM} = (T_f)_{pM} \quad (\text{II. 10})$$

Avec $(T_s)_{pM}$ et $(T_f)_{pM}$ les températures de paroi au point M du solide et du fluide, respectivement.

L'équation (II. 9) nous montre que la résolution d'un problème convectif nécessite le calcul du champ de température dans le fluide et le solide. Dans le but de simplifier ce problème, une relation de linéarité flux-température purement phénoménologique a été proposée par Newton. Celle-ci consiste à exprimer le flux thermique φ en fonction d'une différence de température $\Delta T = T_p - T_{caract}$ et d'un coefficient d'échange thermique noté h :

$$\varphi_p = h\Delta T = h(T_p - T_{caract}) \quad (\text{II. 11})$$

Où T_p est la température de paroi et T_{caract} la température caractéristique de l'écoulement à définir, généralement égale à la température du fluide.

De ce fait, en remplaçant l'équation (II. 9) dans l'équation (II. 11), on obtient alors la définition exacte du coefficient d'échange thermique :

$$h = \left(\frac{\lambda_s \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{ps}}{T_p - T_{caract}} \right) \quad (\text{II. 12})$$

II.3.2. Formulation d'un problème de convection : généralités

Comme l'indique l'équation (II. 8), le calcul d'un flux thermique à l'interface entre un solide et un fluide nécessite de connaître le champ de température dans le système. Pour cela, il est impératif de d'en connaître le champ de vitesse (convection forcée). Il est important de rappeler les notions fondamentales intervenantes dans la convection forcée dans le cas d'écoulement laminaire entre deux plaques planes.

- **Généralités sur la couche limite dynamique (CLD):**

Prenons le cas d'un écoulement laminaire entre deux plaques planes, appelé Ecoulement de Poiseuille¹, espacées d'une distance h (Figure II.2). A l'entrée, le profil de vitesse est constant, $v(x,z) = v_0$. Le gradient de pression externe est considéré comme nul. Au voisinage de la paroi, du fait de la viscosité et donc de l'adhérence du fluide, la vitesse est nulle : $v(z = h/2) = 0$. Au loin de la plaque, l'écoulement est animé d'une vitesse dite « externe », et donc maximum (à $z = 0$). Cela donne naissance à une zone de raccordement où un fort gradient de vitesse va s'établir suivant Oz dans une zone de faible épaisseur : la couche limite dynamique. Dans cette région, les gradients de vitesse longitudinaux sont beaucoup plus faibles que les gradients transversaux, du fait des contraintes visqueuses. L'épaisseur de la couche limite δ_d s'accroît donc au fur et à mesure de la progression du fluide le long de la plaque. Lorsque l'on considère que la longueur L de la plaque est telle que

$\delta_d \ll L$, l'épaisseur de la couche se traduit alors par : $\delta_d = A \sqrt{\frac{\gamma \cdot x}{v_0}}$, avec γ la viscosité

cinématique du fluide et A une constante à déterminer (Schlichting, 1979). Au niveau de l'interface de la couche limite et de l'écoulement dit « externe », la vitesse est à 99% de son maximum : $v(z = \delta_d) \approx v_{\max}$.

¹ La loi de Poiseuille est nommée à partir des travaux de Jean-Louis-Marie Poiseuille, médecin et physicien français du XIXe siècle

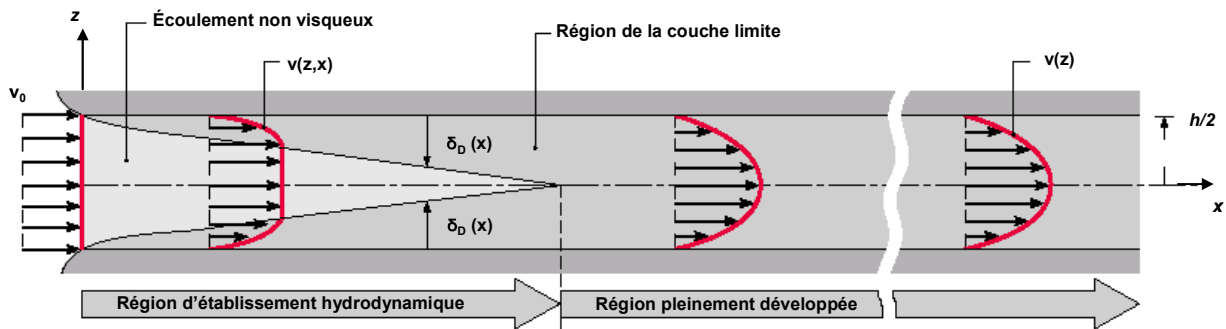


FIGURE II.2- Evolution de la couche limite hydrodynamique entre deux plaques parallèles, en régime laminaire. Le profil de vitesse, initialement plat, tend à prendre une forme parabolique, au fur et à mesure du développement de la couche limite.

Dans le cas d'un écoulement entre deux plaques planes, le régime est considéré comme pleinement développé lorsque les couches limites formées sur chaque plaques se rejoignent.

- **Généralités sur la couche limite thermique (CLT) :**

De la même manière que pour la couche limite hydrodynamique, il existe également une zone mince près de la paroi où les variations de la température sont importantes : c'est la couche limite thermique. Supposons la circulation en régime laminaire d'un fluide avec une température d'entrée T_0 entre deux plaques parallèles portées à la même température tel que $T > T_0$ (Figure II.3). Le profil de température, directement lié au profil de vitesse et initialement constant suivant z , va évoluer au fur et à mesure de la progression du fluide le long des plaques. Cette phase représente le régime d'établissement thermique. Lorsque le profil n'évolue plus, on parle alors de régime pleinement développé.

Dans les deux cas, la couche limite résulte de l'interaction de deux phénomènes physiques :

- La diffusion : thermique ou massique, dominante suivant l'axe Oz .
- La convection : le transport par l'écoulement dit « lointain » principalement suivant l'axe Ox .

Dans notre étude, nous verrons par la suite que les phénomènes décrits ci-dessus restent mineurs. En effet, les écoulements étudiés sont principalement en régime établi, dynamiquement et thermiquement. Le thermicien aura alors le choix entre deux méthodes pour résoudre un problème convectif :

- L'utilisation d'un coefficient d'échange thermique représentatif des échanges convectifs entre deux milieux.
- La résolution des champs de températures (directement liés aux champs de vitesse) dans les milieux caractérisant le problème.

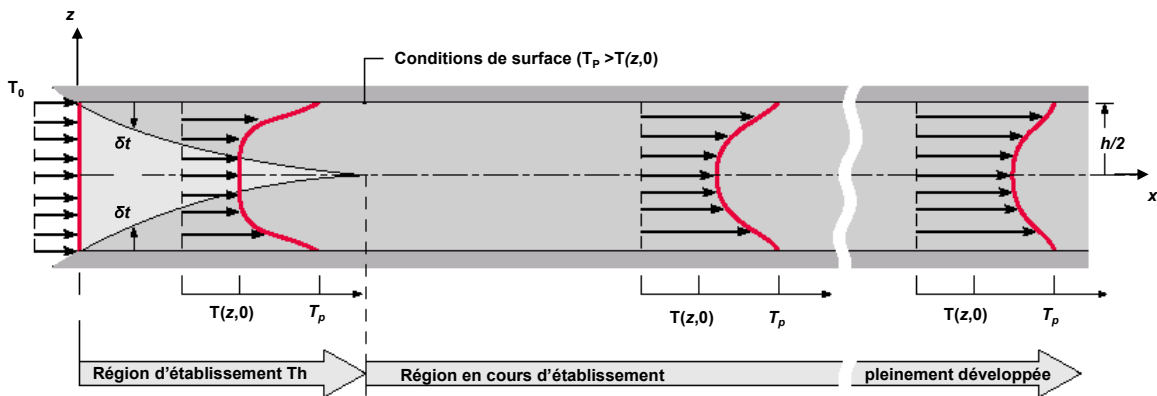


FIGURE II.3- Evolution de la couche limite thermique entre deux plaques parallèles, en régime laminaire. La couche limite thermique s'établit de la même façon que la couche hydrodynamique.

II.3.3. Résolution d'un problème de convection

II.3.3.a. Résolution par l'utilisation d'un coefficient d'échange thermique

Le coefficient d'échange thermique est fonction d'une multitude de paramètres liés à l'écoulement, aux propriétés thermiques du fluide et à la géométrie du système.

La méthode la plus classique pour calculer un coefficient d'échange thermique utilise l'analyse dimensionnelle couplée aux expérimentations. Le principe est simple : définir les grandeurs caractérisant le coefficient d'échange afin de déterminer des grandeurs adimensionnelles prenant en compte des coefficients définis expérimentalement. Dans le cas le plus courant, on peut écrire $h = f(D_h, v_f, c_p, \lambda_f, \rho_f, \mu_f)$, avec :

- D_h : diamètre hydraulique caractérisant l'écoulement [m]
- v : vitesse du fluide [m.s^{-1}]
- μ_f : viscosité dynamique du fluide [Pa.s]

Le théorème de Buckingham permet ainsi de définir 3 grandeurs adimensionnelles caractéristiques de l'écoulement :

- Le nombre de Reynolds: $Re = \frac{\rho_f v D_h}{\mu_f} \approx \frac{\text{forces d'inertie}}{\text{forces visqueuses}}$, représentant l'aspect hydraulique (nature de l'écoulement) (Bianchi *et al.*, 2004).
- Le nombre de Prandlt: $Pr = \frac{\mu_f c_p}{\lambda_f} \approx \frac{\text{diffusion visqueuse}}{\text{diffusion thermique}}$, qui représente l'aspect purement thermique de l'écoulement.
- Le nombre de Nusselt: $Nu = \frac{h D_h}{\lambda_f} \approx \frac{\text{flux convectif échangé}}{\text{flux conductif échangé}}$, définissant le rapport entre les transferts thermiques par convection et ceux par conduction au sein d'un système.

Ainsi, l'équation d'Hilpert (Janna, 2000) relie le nombre de Nusselt aux nombres de Reynolds et de Prandlt par l'introduction de deux constantes généralement notées C et m :

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda_f} = A + CRe^m Pr^p \quad (\text{II. 13})$$

La littérature actuelle permet aujourd'hui de définir les valeurs des coefficients des corrélations empiriques liant ces grandeurs adimensionnelles.

Prenons le cas de la convection externe sur une plaque plane en régime laminaire, Eckert and Drake (1972) ont défini des valeurs de coefficient C et m permettant le calcul du Nusselt local Nu_x (Tableau II. 1) :

Valeurs du Prandlt	Coefficients		
	C	m	p
$0.5 < Pr < 10$	0.332	0.5	0.33
$Pr > 10$	0.339	0.5	0.33

TABLEAU II.2- Exemples de valeurs des coefficients liant le nombre de Nusselt, Reynolds et Prandlt, pour de la convection forcée sur une plaque plane.

A noter que pour l'eau, la valeur du nombre de Prandlt à 20°C est d'environ 7. La résolution d'un problème convectif basée sur cette méthode consiste à :

- Calculer le coefficient d'échange thermique le plus représentatif de l'étude par le biais des nombres adimensionnels. Pour cela, il est impératif de déterminer le type de convection (libre ou forcée), le type d'écoulement étudié (laminaire, turbulent, mixte), et les corrélations les mieux appropriées à l'étude.
- Déterminer et calculer la température caractéristique de l'écoulement T_c . Cette variable est à déterminer selon les grandeurs définies précédemment.

II.3.3.b. Résolution par le calcul du champ de température.

Afin de calculer les champs de vitesse et de température dans un système, il est nécessaire d'écrire les trois bilans principaux régissant un problème de mécanique des fluides :

- **Le bilan de masse**
- **Le bilan de quantité de mouvement**
- **Le bilan d'énergie interne**

Ces trois bilans seront écrits pour notre cas d'étude, à savoir un régime d'écoulement laminaire.

➤ **Bilan de masse**

En considérant un domaine de fluide D et S l'une de ses faces ; et considérant que la masse contenue dans ce volume au cours de son mouvement reste constante, le bilan de masse total peut s'écrire sous sa forme intégrale (Padet 2005) :

$$\int_D \frac{\partial \rho}{\partial t} dD + \int_S \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS = 0 \quad (\text{II. 14})$$

Soit sous forme local, appelée généralement équation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad (\text{II. 15})$$

➤ **Bilan de quantité de mouvement**

C'est l'équation fondamentale représentative de la dynamique d'un fluide newtonien. Elle représente le bilan des forces (extérieures et intérieures) dans un domaine D :

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \overline{\text{grad}}) \vec{v} \right] = -\text{grad } p + \mu (\Delta \vec{v} + \text{grad}(\text{div } \vec{v})) + \rho \vec{F} - \rho \vec{g} \quad (\text{II. 16})$$

Avec p la pression dans le fluide [Pa] ; \vec{F} le champ de force volumique [$\text{N} \cdot \text{m}^{-3}$]. $\overline{\text{grad}} \vec{v}$ le tenseur gradient du champ des vitesses. Considérant les composantes du vecteur vitesse \vec{v} par U, V, W , le terme $\vec{v} \cdot \overline{\text{grad}} \vec{v}$ est un vecteur de composantes $\vec{v} \cdot \text{grad } U$, $\vec{v} \cdot \text{grad } V$, $\vec{v} \cdot \text{grad } W$.

Dans le cas d'un fluide isochore et sans pesanteur et considérant la viscosité cinématique $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$], l'équation (II. 16) devient :

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \overline{\text{grad}}) \vec{v} = -\frac{1}{\rho} \text{grad } p + \nu \Delta \vec{v} \quad (\text{II. 17})$$

L'équation vectorielle de (II. 17) s'écrit suivant trois équations scalaires :

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \vec{v} \cdot \text{grad } U = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \Delta U \quad (\text{II. 18})$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \vec{v} \cdot \text{grad } V = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \Delta V \quad (\text{II. 19})$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \vec{v} \cdot \text{grad } W = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \Delta W \quad (\text{II. 20})$$

Le bilan de quantité de mouvement nous permet donc de déterminer le champ de vitesse en tout point du fluide.

➤ **Bilan d'énergie interne**

De la même manière que pour la conduction, le premier principe de la thermodynamique décrit les sources d'énergie du domaine D , à savoir la variation d'énergie interne et cinétique, le travail reçu et la quantité de chaleur échangée par diffusion. En soustrayant le bilan mécanique (obtenu par le bilan de quantité) au bilan d'énergie total et en définissant E l'énergie interne par unité de volume [$J.m^{-3}$] et P la puissance thermique produite ou absorbée [$W.m^{-3}$], le bilan d'énergie interne global peut s'écrire :

$$\underbrace{\int_D \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} dD}_{\text{Variation d'énergie interne}} + \underbrace{\int_S \rho E \vec{v} \cdot \vec{n} dS}_{\text{Variation d'énergie cinétique}} = \underbrace{\int_D (P + \phi - p \operatorname{div} \vec{v}) dD}_{\text{Travail reçu par D}} + \underbrace{\int_S \lambda \operatorname{grad} T \cdot \vec{n} dS}_{\text{Flux de chaleur transféré}} \quad (\text{II. 21})$$

ϕ représente la fonction de dissipation, c'est-à-dire l'énergie dissipée de façon irréversible du fait de la viscosité. ϕ est donc fonction du tenseur des contraintes $\bar{\tau}$ et de la vitesse. Dans le cadre de cette étude, il est inutile de développer plus amplement cette fonction, du fait des faibles régimes d'écoulement.

En considérant E sous forme enthalpique :

$$E = h - \frac{p}{\rho} \quad (\text{II. 22})$$

Et en introduisant la chaleur spécifique c_p ainsi que le coefficient de dilatation volumique β :

$$c_p = \frac{\partial h}{\partial T} \quad (\text{II. 23})$$

$$\frac{\partial h}{\partial p} = \frac{1}{\rho} (1 - \beta T) \quad (\text{II. 24})$$

L'équation (II. 21) devient alors en tenant compte de l'égalité $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{v}) = 0$ due à l'équation de continuité :

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{v} \cdot \operatorname{grad} T \right) = \beta T \left(\frac{\partial p}{\partial t} + \vec{v} \cdot \operatorname{grad} p \right) + P + \phi + \lambda \Delta T \quad (\text{II. 25})$$

Cette équation régit le champ de température en tout point du domaine. Certaines hypothèses simplificatrices permettent de réduire les termes de l'équation. Considérant le fluide comme incompressible, peu visqueux, l'équation (II. 25) se ramène à :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{v} \cdot \text{grad } T = \frac{P}{\rho c_p} + a \Delta T \quad (\text{II. 26})$$

Avec $a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ le coefficient de diffusivité thermique en $[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$

La résolution d'un problème de convection basé sur cette méthode consiste donc à résoudre les équations (II. 15), (II. 16) et (II. 25) ainsi qu'une relation entre ρ, p, T dite équation d'état. Dans cette étude, les écoulements sont toujours considérés en régime laminaire et en convection forcée. La masse volumique et la viscosité sont considérées comme indépendantes de la température, le champ de vitesse est donc découplé du champ de température. Ainsi, la vitesse peut être calculée à l'aide des deux premières équations, pour ensuite être utilisée dans la troisième afin de déterminer le champ de température. Ce type de résolution nécessite l'utilisation de méthodes numériques. Pour cela, nous avons opté pour un logiciel numérique spécialisé en Mécanique des Fluides et Thermique : FLUENT 6.3™

II.4. FLUENT Software

La simulation numérique est actuellement un outil informatique indispensable dans le développement et l'étude des systèmes industriels. Sa force est de permettre la résolution de problèmes multiphysiques dans un temps relativement court (Legait, 2007). Dans le cadre de cette thèse, une place importante a été allouée aux simulations numériques, le but étant de comprendre, prévoir et optimiser les différents systèmes de réfrigération magnétique existants. Nos problèmes étant principalement liés à la mécanique des fluides et à la thermique, le solveur FLUENT fut choisi pour ses compétences reconnues en terme de simulations numériques dans ces domaines.

II.4.1. Mailleur : GAMBIT

Gambit¹ est un logiciel de maillage, il permet de concevoir un modèle géométrique (basé sur la technologie ACIS) ou d'importer un modèle à partir d'une CAO (CATIA, IDEAS, ANSYS.). L'intérêt d'un tel logiciel est double :

- Créer, via des outils de dessin, de la géométrie du modèle étudié. Gambit permet une conception 2D et 3D du système.
- Réaliser un maillage propre à la géométrie, c'est-à-dire une décomposition des différents éléments du système (faces, volumes, etc..) en multiples facettes. Plus précisément, un maillage est la discrétisation spatiale d'un milieu continu, ou aussi, une modélisation géométrique d'un domaine par des éléments proportionnés finis et bien définis. GAMBIT dispose d'une boîte à outils complète pour la génération de maillage optimal pour la mécanique des fluides : triangulaires, tétraédriques, hexaédriques, hybrides.

¹ A noter qu'il existe d'autres mailleurs compatibles avec FLUENT : TGrid, GeoMesh, PreBFC.

Dans le cadre de ces travaux de thèse, pour les différents régénérateurs modélisés, c'est le maillage à cellules quadrilatères qui a été choisi. Ceci permet de simplifier à la fois la mise en place du maillage et le nombre de mailles constituant le problème.

II.4.2. Solveur FLUENT : Présentation

Le solveur FLUENT 6.3 est leader depuis plus de vingt ans dans le développement de logiciel CFD pour simuler les écoulements de fluides et les transferts thermiques ainsi qu'une multitude de phénomènes associés incluant les écoulements turbulents, réactifs, et multiphasiques.

II.4.2.a. Principe des volumes finis

Le mode de résolution de FLUENT est basé sur la méthode des volumes finis, bien adaptés aux maillages non-structurés. En analyse numérique, elle est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles comme celles des différences finies et des éléments finis. Mais, contrairement à la méthode de différences finies qui utilise des approximations de dérivées, la méthode de volumes finis utilise, comme la méthode des éléments finis, des approximations d'intégrales.

FLUENT convertit les équations générales de transport en équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement. Cela consiste à intégrer les équations de transport sur un volume de contrôle défini par une cellule, puis après généralisation, à pouvoir étudier le transport d'une quantité scalaire. Rappelons la forme générale des équations de Navier-Stokes en régime stationnaire, l'équation du bilan de masse peut s'écrire :

$$\operatorname{div}(\rho\vec{v}) = 0 \quad (\text{II. 27})$$

Et celle du bilan de quantité de mouvement :

$$\operatorname{div}(\rho\vec{v}\vec{v}) = -\operatorname{grad}p + \Delta\vec{\tau} \quad (\text{II. 28})$$

Avec $\vec{\tau}$ le tenseur des contraintes, proportionnel à la viscosité dynamique et la vitesse du fluide. En considérant une maille rectangulaire définissant un volume V comme indiqué sur la Figure II. 4, ces équations s'écrivent sous forme intégrale (théorème de Green-Ostrogradski) :

$$\oint \rho\vec{v}.d\vec{A} = 0 \quad (\text{II. 29})$$

$$\oint \rho\vec{v}\vec{v}.d\vec{A} = \oint pI.d\vec{A} + \oint \vec{\tau}.d\vec{A} \quad (\text{II. 30})$$

Avec I la matrice unité, $d\vec{A}$ le vecteur associé à une face (normal à la face et de norme l'aire de la face).

La discrétisation de l'équation de continuité (II. 29) sur une cellule donne :

$$\sum_f^{N_{faces}} \rho_f v_n A_f = 0 \quad (II. 31)$$

v_n désigne la projection de la vitesse sur la normale à la face f , ρ_f la densité sur la face f , A_f l'aire de la face f , N_{faces} le nombre de faces qui constituent la cellule de contrôle.

La discrétisation de l'équation de Navier-Stokes (II. 30) pour la composante de la vitesse dans la direction x devient :

$$\sum_f^{N_{faces}} \rho_f \vec{v}_f U_f \cdot \vec{A}_f = - \sum_f^{N_{faces}} p_f \vec{A}_f \cdot \vec{i} + \sum_f^{N_{faces}} \mu (\text{grad}U)_n \cdot A_f \quad (II. 32)$$

U_f désigne la vitesse sur la face f selon la direction x, $\rho_f \vec{v}_f \vec{A}_f$ le débit de masse à travers la face f [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$], p_f la pression sur la surface f , $(\text{grad}U)_n$ la projection du gradient sur la normale de la face f de la composante selon la direction x de la vitesse et \vec{i} le vecteur unitaire selon la direction x. Ces termes de flux sont ensuite évalués aux interfaces (e,n,o,s) entre les volumes finis.

Il est à noter que le développement des équations a été volontairement simplifié (régime stationnaire et variable U uniquement) pour la compréhension. D'une manière plus générale, l'équation (II. 30) s'écrirait pour une variable ψ :

$$\frac{\partial \rho \psi}{\partial t} V + \sum_f^{N_{faces}} (\rho_f \vec{v}_f \psi_f - \Gamma_f \vec{\nabla} \psi_f) \cdot \vec{A}_f = S_\psi V \quad (II. 33)$$

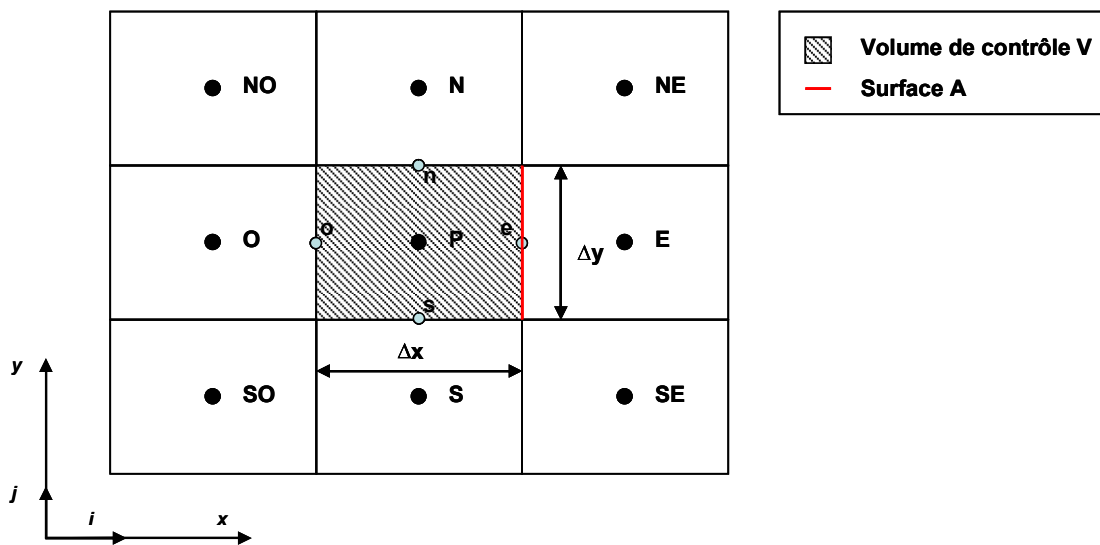


FIGURE II. 4- Discrétisation bidirectionnelle des mailles

II.4.2.b. Méthode de résolution

L'annexe A2 présente la méthode détaillée de résolution utilisée par FLUENT. Le solveur résout les équations non-linéaires séquentiellement par méthodes itératives. De ce fait, cela nécessite une boucle de calcul jusqu'à que la convergence numérique soit atteinte.

Il effectue les étapes suivantes à chaque itération :

- Mise à jour des propriétés (masse volumique, viscosité, chaleur spécifique) basées sur la solution précédente.
- Résolution des équations de Navier-Stokes pour les composantes U, V, W en utilisant les valeurs de pression et de flux massique (sur les faces) obtenues à l'itération précédente.
- Résolution de l'équation de correction de pression en utilisant les derniers champs de vitesse et de flux massique obtenus.
- Correction des flux, vitesses et termes de pression à l'aide de la pression corrigée obtenue à l'étape précédente.
- Résolution de l'équation de l'énergie en utilisant le champ de vitesse déterminé précédemment.
- Etude de la convergence.

Ces étapes sont décrites dans la Figure II. 5 :

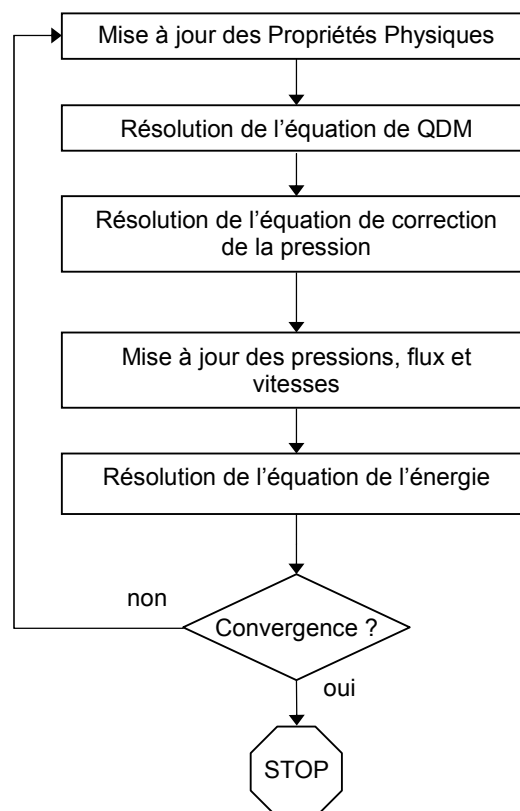


FIGURE II. 5- *Processus de calcul du solveur Pressure-based*

II.5. Modélisation de la réfrigération magnétique active à régénération

Le but de développer ce modèle numérique est d'obtenir un outils de simulation qui permet d'étudier le comportement à la fois fluide et thermique des régénérateurs. Dans cette partie, nous allons décrire les différentes étapes nécessaires à l'élaboration d'un tel programme, telle la modélisation de la géométrie et la programmation des processus de calcul.

II.5.1. Paramètres de modélisation

Le problème étudié représente un régénérateur (matériau MC et écoulement fluide au sein de celui-ci). Le fluide assure le transport de l'énergie de part et autre du bloc actif alors que le matériau fait office de régénérateur actif. Les systèmes de RM offrent plusieurs types de régénérateurs : empilement de plaques planes parallèles (PPP), de billes ou encore agglomérat de poudre. Nous considérons seulement le premier exemple, à savoir l'empilement de plaque.

II.5.1.a. Représentation et modélisation d'un régénérateur à plaques.

➤ Représentation schématique d'un régénérateur

Le problème posé peut être schématisé par un écoulement fluide sur une plaque plane suivant l'axe Ox (Figure II.6). Deux régions, l'une fluide, l'autre solide, sont en contact. Les échanges thermiques par convection se situent à l'interface alors que les phénomènes de conduction prennent effet à l'intérieur des deux régions.

➤ Représentation réelle du régénérateur étudié

La configuration réelle des régénérateurs présents dans les systèmes de RM au laboratoire est du type PPP. Nous présenterons dans cette partie une seule géométrie. L'espace entre les plaques noté e_f permet au fluide de circuler dans le régénérateur.

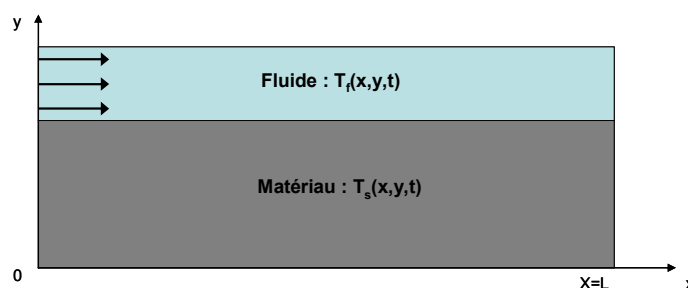


FIGURE II.6- Schéma représentatif du problème : une région fluide (écoulement) en mouvement sur une région solide (Matériau à EMC).

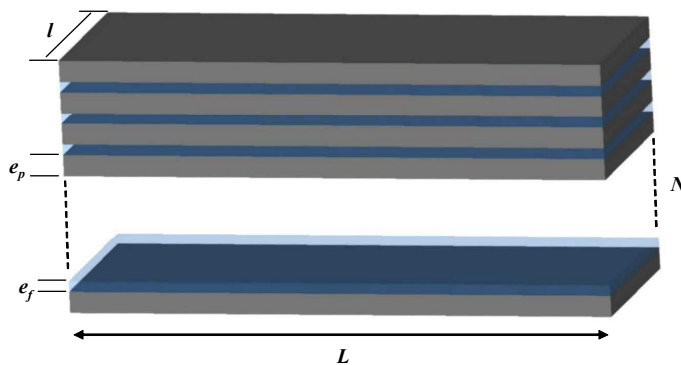


FIGURE II.7- Représentation de la géométrie réelle du régénérateur du type PPP. Les plaques sont empilées les unes sur les autres tout en laissant un espace entre elles permettant au fluide de circuler.

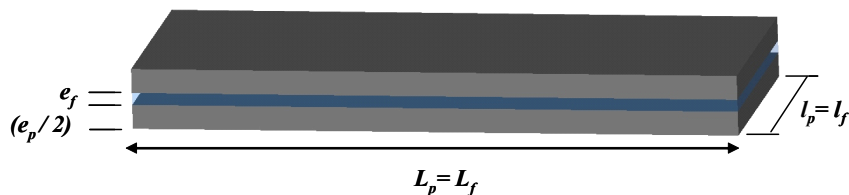


FIGURE II.8- Représentation de la géométrie équivalent du régénérateur du type PPP

Les plaques, au nombre de N , d'épaisseur e_p , de longueur L et de largeur l sont empilées jusqu'à former un bloc actif comme représenté sur la Figure II.7.

Afin de simplifier la modélisation de ce type de régénérateur, le problème a été ramené à deux plaques parallèles de dimensions : $L_p * l_p * e_p = L * (N * l) * \frac{e_p}{2}$ (Figure II.8). De ce fait, le volume de fluide entre les plaques a pour dimension : $L_f * l_f * e_f = L * ((N - 1) * l) * e_f$.

Ainsi, nous respectons les conditions thermiques et fluidiques du régénérateur réel, à savoir un écoulement en convection forcé interne entre plaques planes parallèles.

➤ Représentation modélisée sous FLUENT du régénérateur étudié

Pour limiter le temps et l'espace mémoire requis pour effectuer les calculs, il est préférable d'alléger au maximum la géométrie (en diminuant le nombre de mailles).

Compte tenu de la symétrie du régénérateur équivalent (Figure II.8), la géométrie peut être réduite de moitié, à savoir une demi plaque et une demi épaisseur de fluide. La résultante en 3 dimensions est donnée sur la Figure II.9.

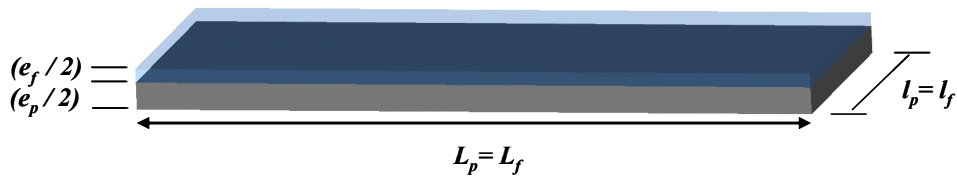


FIGURE II.9- Représentation de la géométrie du régénérateur modélisée sous FLUENT. La prise en compte des symétries permet d'alléger la modélisation.

II.5.1.b. Conditions de maillage : Discrétisation spatiale.

Le maillage représente la discrétisation spatiale d'un problème. Les résultats numériques obtenus en dépendent directement, d'où son importance. Il existe donc des règles à respecter pour satisfaire la validité et la stabilité des calculs. Dans le cadre de notre étude, ces règles doivent respecter des conditions fluidiques et thermiques. Le maillage se doit d'être resserré au niveau des zones où les gradients sont importants, à savoir les couches limites.

La condition à suivre concernant la couche limite dynamique, dans le cas d'un écoulement laminaire à faible nombre de Reynolds, s'écrit sous la forme (Fluent, 2006) :

$$y_p \sqrt{\frac{v_\infty}{\nu \cdot x}} \leq 1 \quad (\text{II. 34})$$

Où y_p est la distance entre l'interface et le centre de la cellule adjacente (fluide), v_∞ la vitesse libre maximum, x la distance le long de l'interface à partir du début de la couche limite.

La distance entre le premier nœud et la paroi devra donc être à une distance minimum défini par y_p , correspondant à l'épaisseur locale de la couche limite ($y_p = \delta_d$). Ceci assure une description correcte du gradient de vitesse.

Prenons l'exemple d'un écoulement laminaire entre deux plaques planes espacées de e_f . D'après Atkinson et al. (Padet, 2005), on peut définir la longueur d'établissement hydraulique par :

$$L_d = D_h (0.3125 + 0.011 Re_{D_h}) \quad (\text{II. 35})$$

Avec $D_h = 2 * e_f$ et $Re_{D_h} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu}$.

Le Tableau II.3 présente les calculs de couche limite et de longueur d'établissement pour plusieurs écoulements (vitesse comprise entre 0.015 m.s^{-1} et 0.09 m.s^{-1}) correspondant à différentes géométries (épaisseur de fluide comprise entre 0.3 et 0.5 mm.). Nous verrons par la suite que ces valeurs représentent la gamme des grandeurs utilisées dans notre étude.

Paramètres d'entrée		Calculs couche limite			Calcul maillage
$e_f (m)$	$v (m.s^{-1})$	$D_h (m)$	Re	$L_d (m)$	$y_p (m)$
3,0E-04	1,5E-02	6,0E-04	9,0E+00	2,5E-04	1,3E-04
3,0E-04	9,0E-02	6,0E-04	5,4E+01	5,4E-04	7,8E-05
5,0E-04	1,5E-02	1,0E-03	1,5E+01	4,8E-04	1,8E-04
5,0E-04	9,0E-02	1,0E-03	9,0E+01	1,3E-03	1,2E-04

TABLEAU II.3- Exemples de valeurs de paramètres de maille pour la couche limite hydrodynamique en fonction du type d'écoulement (géométrie et vitesse). y_p doit être au maximum égal à $70 \mu m$.

De la même manière que pour la couche limite dynamique, on peut définir une taille de maille minimum assurant une description correcte du gradient thermique. Il est reconnu que pour les nombres de Prandtl supérieur à 1, on peut estimer que la chaleur diffuse moins vite que la quantité de matière, de ce fait, dans notre cas d'études, on aura l'épaisseur de la couche limite thermique plus faible que la couche limite hydrodynamique : $\delta_t \ll \delta_d$. Il est donc important de respecter un maillage plus fin que celui établi pour la couche limite dynamique.

Il est possible de définir une longueur d'établissement thermique L_t^* par (Padet, 2005):

$$L_t^* = \frac{L_t}{D_h Pe_{Dh}} \quad (II. 36)$$

Avec L_t^* égale à 0.013 pour l'eau à 20°C ; Pe_{Dh} est le nombre adimensionnel de Péclet, défini par $Pe_{Dh} = Re_{Dh} \cdot Pr$

L'épaisseur de la couche limite thermique est donnée par la relation (Bianchi et al., 2004) :

$$\delta_t = \sqrt{\frac{a \cdot x}{v_\infty}} \quad (II. 37)$$

Avec a la diffusivité thermique et x la longueur d'établissement de la CLT. Le Tableau II.4 donne les résultats obtenus pour les mêmes paramètres que ceux utilisés pour le calcul de la couche dynamique. De ce fait, on obtient les valeurs maximales y_p à respecter pour la construction du maillage. Il est à noter qu'il existe une relation liant les deux couches limites, à savoir :

$$\frac{\delta_t}{\delta_d} = Pr^{-\frac{1}{3}} \quad (II. 38)$$

Paramètres d'entrée		Calculs couche limite			Calcul maillage	
$e_f (m)$	$v (m.s^{-1})$	$D_h (m)$	Re	Pe	$L_t (m)$	$y_p (m)$
3,0E-04	1,5E-02	6,0E-04	9,0E+00	6,3E+01	4,9E-04	6,7E-05
3,0E-04	9,0E-02	6,0E-04	5,4E+01	2,8E+02	2,2E-03	4,3E-05
5,0E-04	1,5E-02	1,0E-03	1,5E+01	1,1E+02	1,4E-03	9,3E-05
5,0E-04	9,0E-02	1,0E-03	9,0E+01	6,3E+02	8,2E-03	6,3E-05

TABLEAU II.4- Exemples de valeurs de paramètres de maille pour la couche limite thermique en

fonction du type d'écoulement (géométrie et vitesse). y_p doit être au maximum égal à $40 \mu\text{m}$.

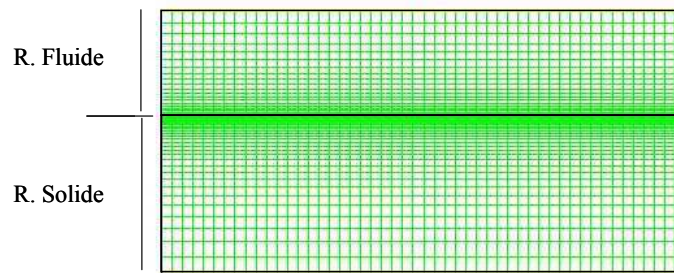


FIGURE II.10- Maillage sous GAMBIT d'un régénérateur constitué d'une région fluide sur une région solide.

Le maillage des différentes structures étudiées a été mis au point en tenant compte de ces paramètres. De plus, un outil interne à FLUENT permet également de calculer la qualité du maillage. La Figure II.10 montre un exemple de géométrie du type PPP avec un maillage resserré à l'interface.

II.5.1.c. Conditions de maillage : Discrétisation temporelle.

La discrétisation temporelle, en régime instationnaire, a autant d'importance que la discrétisation spatiale. De ce fait, des critères de stabilité ont été élaborés afin d'assurer la précision du résultat et la stabilité numérique du schéma utilisé. Généralement, pour tout problème conductif-convectif, deux nombres adimensionnels sont à prendre en compte : le nombre de Fourier de maille FO et le nombre de Courant C (Bianchi et al., 2004). Le premier représente la diffusion thermique et le second la convection. Ces deux termes sont définis par :

$$FO = \frac{\Delta t}{\tau_d} = \frac{\Delta t \cdot a}{p_m^2} \quad (\text{II. 39})$$

$$Co = \frac{\Delta t}{\tau_c} = \frac{v \cdot \Delta t}{p_m} \quad (\text{II. 40})$$

Δt désignant la valeur du pas de temps, p_m la taille de maille [m], τ_d le temps de diffusion dans la maille [s], τ_c le temps de convection de la température d'une maille à l'autre [s], v la vitesse et a la diffusivité thermique. Dans le cas le plus défavorable, la valeur de Courant doit être inférieure à 2.2. Cependant, la discrétisation temporelle étant basée sur un schéma implicite, la stabilité est assurée pour toute valeur de FO et de Co s'ils ne sont pas excessivement grands (>4). C'est l'intérêt de ce type de schéma car il élimine tout souci d'instabilité potentielle.

II.5.1.d. Conditions aux limites

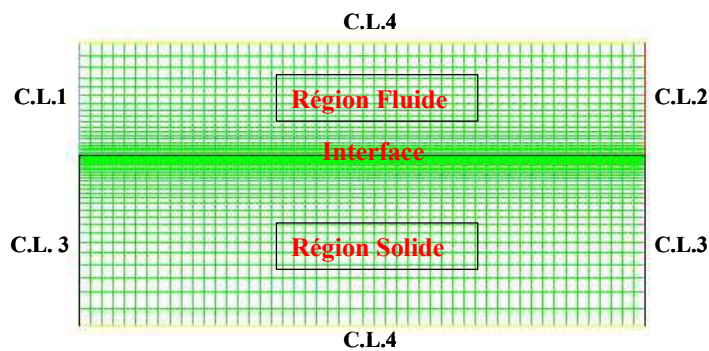


FIGURE II.11- Conditions aux limites du régénérateur modélisé.

Dans cette section, nous allons définir les conditions aux limites du problème présenté au II.5.1.a (Figure II.11) et en définir les phénomènes physiques associés :

➤ **Les conditions limites imposées**

C.L.1 : *VELOCITY_INLET* : condition d'entrée utilisée pour définir la vitesse (valeur) et les propriétés du fluide entrant. Les paramètres caractérisant la condition limite sont :

- La vitesse d'entrée v [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
- La température d'entrée T_e [K]

C.L.2 : *PRESSURE_OUTLET* : condition de sortie utilisée pour définir la pression statique du fluide sortant. Les paramètres à définir sont :

- La pression statique [Pa] (=0 dans notre cas, ce qui veut dire qu'il n'y a pas de surpression)

C.L.3 : *WALL* : condition utilisée pour limiter l'espace du problème modélisé, et définir les conditions thermiques au niveau des parois. Les paramètres utilisés dans notre cas sont :

- Flux surfacique : $\vec{\varphi} = \vec{0}$, traduit une paroi adiabatique, c'est à dire sans échanges avec l'extérieur
- Température initiale de la paroi
- Caractéristique du matériau (propriétés du solide : $\rho_s, \lambda_s, c_{p_s}$).

C.L.4 : *SYMMETRY* : condition utilisée lorsque le problème modélisé contient des symétries planaire ou axiales. Dans notre cas, nous avons modélisée qu'une demi épaisseur de solide et de fluide, d'où l'utilisation de la condition symétrie. Cette condition limite implique un gradient normal nul de toute

variable au travers de la surface
$$\left(\frac{\partial \psi}{\partial y} \right)_{\text{symétrie}} = 0$$

➤ **Les conditions de surfaces imposées**

Région FLUIDE : Région surfacique (ou volumique en 3D) représentant la zone d'écoulement. Les équations de continuité, QDM, d'énergie décrites précédemment sont résolues dans cette zone. Les paramètres caractérisant la région sont :

- La nature du fluide (propriétés du fluide : $\rho_f, \mu_f, c_{pf}, \lambda_f$).
- La température initiale du fluide.

Région SOLIDE : Région surfacique représentant le solide. Les équations de conduction sont résolues dans cette zone. Les paramètres caractérisant la région sont :

- La nature du solide (propriétés du solide : $\rho_s, \lambda_s, c_{ps}$).
- La température initiale du solide.

Interface : *WALL* : condition utilisée pour séparer le fluide du solide. Elle permet de définir les paramètres thermique utilisés pour la résolution du problème (Température ou flux imposé, coefficient de convection imposé, etc.). Dans notre cas, nous avons opté pour la condition limite thermique « *coupled* » (Fluent, 2006). Il n'y a pas de conditions thermiques à définir, le solveur résout les transferts de chaleur directement à partir de la solution de la cellule adjacente. Ainsi, à l'interface, le calcul du flux est défini par $\lambda_s \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{ps} = \lambda_f \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{pf} = \varphi$ où n est la coordonnée locale normale à la surface. On retrouve ainsi un phénomène de conduction très proche de la paroi, comme précédemment indiqué dans les définitions de la convection.

La Figure II.12 résume les différentes CL et conditions de surfaces :

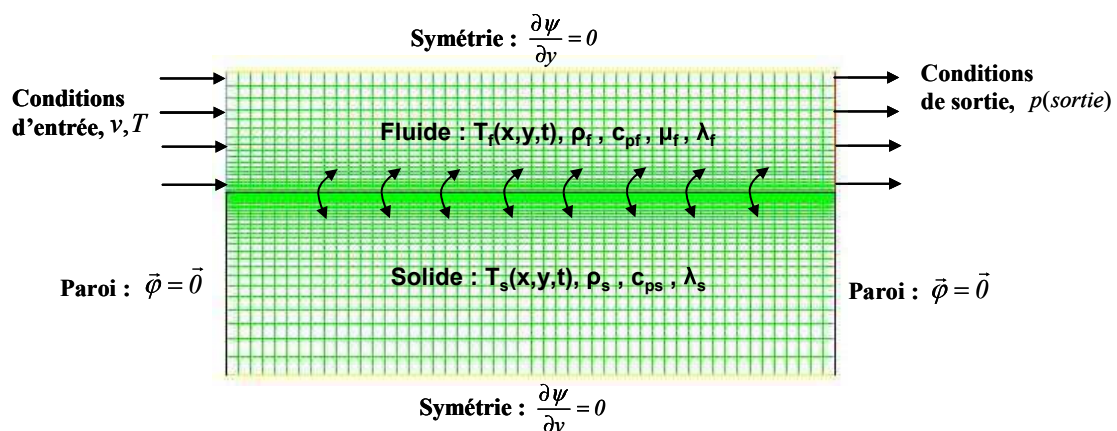


FIGURE II.12- Conditions limites et surfaciques du régénérateur modélisé.

II.5.2. Description du problème et des outils numériques disponibles

II.5.2.a. Description du cycle AMR idéal programmé

Rappelons le principe du cycle AMR défini au premier chapitre, considérant les paramètres : le temps t , la vitesse de l'écoulement v , le champ magnétique dans le système B . Les différentes étapes du cycle AMR sont décrites dans la Figure II.13.

Afin de programmer le cycle AMR, nous avons considéré un cycle idéal dont la représentation schématique est donnée par la Figure II.14. L'aimantation et la désaimantation se font de manière instantanée de manière identique. Le temps de passage du fluide dans le régénérateur équivalent au temps d'échanges thermiques t_e est égal à la durée d'aimantation/désaimantation (A/D), soit la période d'un demi cycle. La période d'un cycle AMR se définit donc par $t_c = 2 * t_e = 2 * t_c / 2$. Le sens de l'écoulement dépend du cycle magnétique : le fluide circule de la source froide vers la source chaude pendant l'aimantation et de la source chaude vers la source froide pendant la désaimantation.

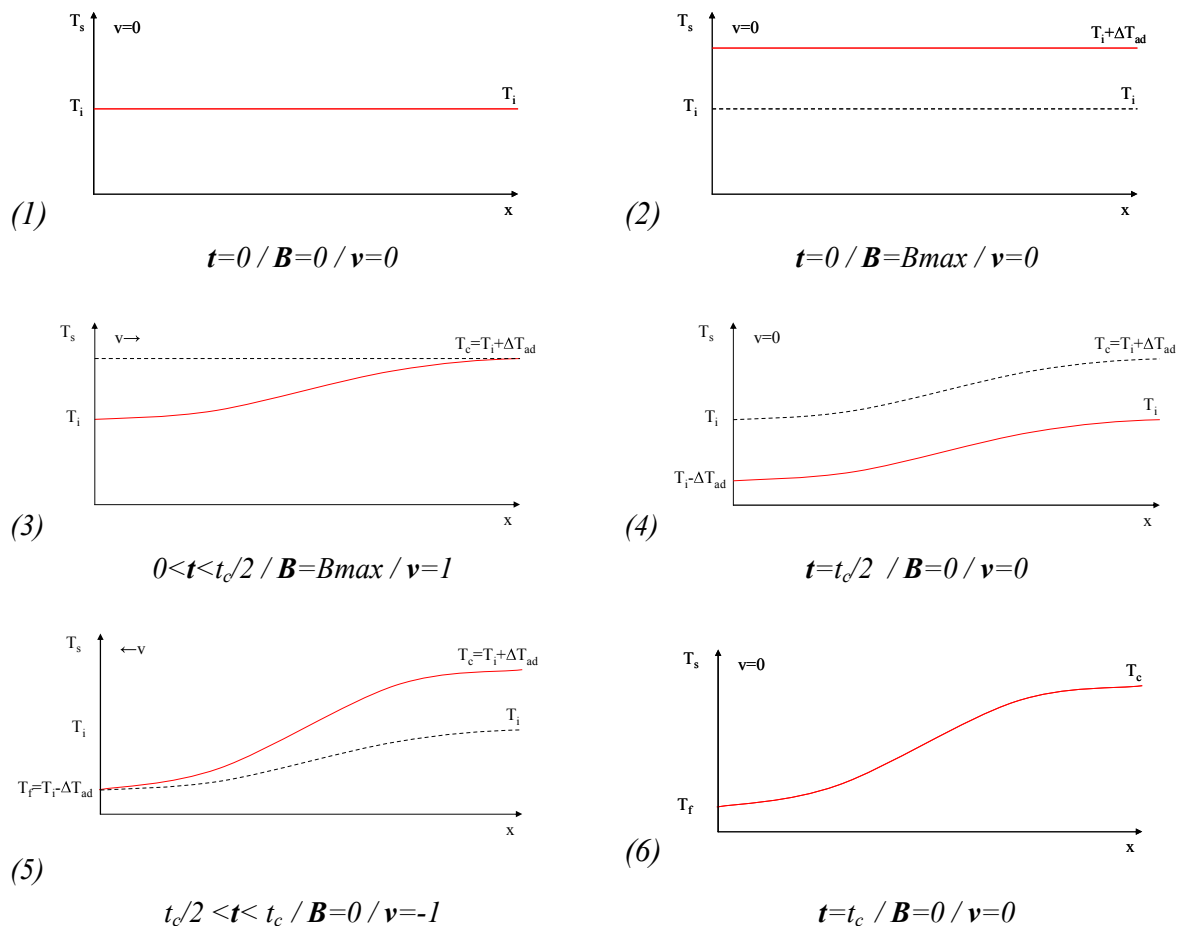


FIGURE II.13- Représentation de la température dans le solide suivant x en fonction des trois paramètres (temps t , champ magnétique B et vitesse v), pour un cycle t_c . Les traits en pointillés représentent l'évolution de la température à l'étape précédente.

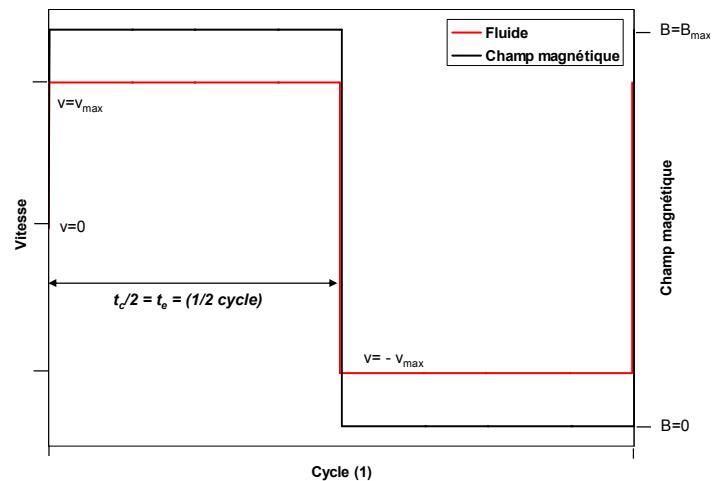


FIGURE II.14- Représentation schématique des cycles magnétique et fluide pour un cycle AMR. Lorsque le champ B est maximum, le fluide circule de la source froide vers la source chaude, et inversement quand $B=0$.

II.5.2.b. User-Defined-Functions

Le programme développé sous FLUENT afin de représenter la cycle magnétothermique idéal est composé d'UDF (User-Defined-Functions), fichiers programmés en langage C permettant d'augmenter les disponibilités standard du code utilisé par le solveur. Les UDF sont définies en utilisant des macro spécifiques à FLUENT, les macros *DEFINE*. Celles-ci, selon leurs types, permettent par exemple de modifier les conditions aux limites, les propriétés physiques des éléments, etc. Plusieurs UDF constituent un fichier source, qui est ensuite compilé par le solveur permettant ainsi leur exploitation. Voici un exemple des macros utilisées pour la création du programme :

DEFINE_INIT : initialise le problème selon les paramètres programmés dans la macro, comme par exemple la température initiale du système modélisé.

DEFINE_PROFILE : permet de paramétrer une condition aux limites qui varie en fonction du temps ou de l'espace. Par exemple, cette macro permet de définir les conditions de vitesse d'un fluide, de température, ses propriétés physiques, etc. Dans notre modèle, cette macro a été utilisée pour imposer une température en entrée de l'écoulement.

DEFINE_ON_DEMAND : permet d'exécuter ou de paramétrer une UDF « sur demande », c'est-à-dire pendant les temps de calculs du solveur. Nous l'avons utilisée dans plusieurs cas : récupération (puis stockage en mémoire) du champ de température dans le solide (pour modification) et récupération des températures en conditions de sortie.

DEFINE_ADJUST : cette macro modifie et ajuste toute variable utilisée par le code. Elle est exécutée à chaque itération et est appelée avant la résolution des équations de transport. Nous l'avons utilisée pour « implanter » le champ de température dans le solide.

II.5.3. Programme AMR0

II.5.3.a. Programmation du cycle AMR idéal : AMR0

La programmation du cycle AMR se décompose en deux parties : le cycle fluide et le cycle magnétique.

➤ *Le cycle fluide*

Pour respecter le principe de base du cycle AMR, il faut une inversion des C.L à chaque fin de demi cycle $t = t_c/2$ (ou t_c), à savoir les conditions d'entrée (*VELOCITY_INLET*) et de sortie (*PRESSURE_OUTLET*). Entre $t = 0$ (ou $t_c/2$) et $t = t_c/2$ (ou t_c), le solveur résout les équations propres aux échanges thermiques, puis, lorsque ce temps est atteint, les conditions aux limites d'entrée et de sortie sont à nouveau inversées. Les paramètres de vitesse et de pression sont à nouveau définis par l'utilisateur. Le solveur recommence alors les calculs pour exécuter le cycle suivant (Figure II.15).

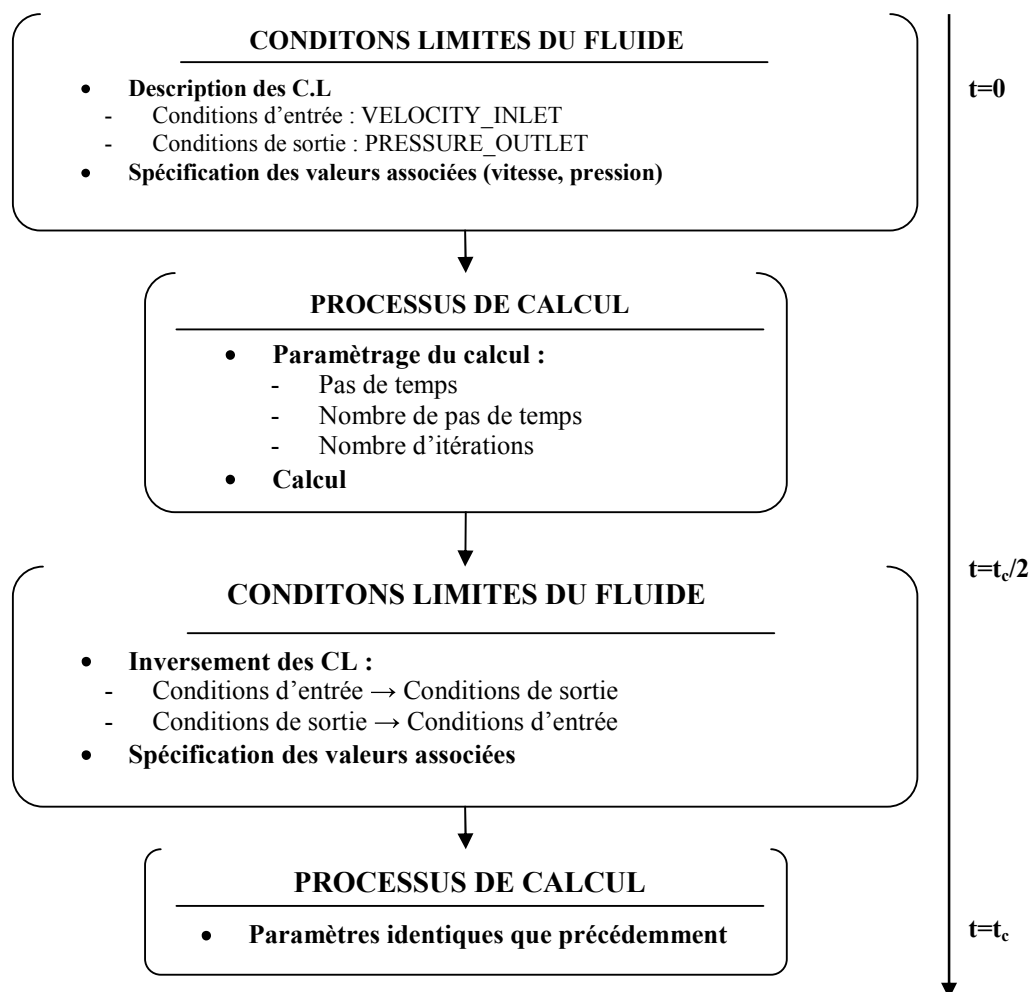


FIGURE II.15- Représentation des étapes du cycle fluide du programme AMR0

➤ *Le cycle thermique*

La programmation de la partie thermique du problème a imposé certaines hypothèses :

L'effet Magnéto-calorique

D'ordinaire fonction du champ magnétique et de la température (voir Chapitre I), l'EMC a été programmé directement en terme de température (ΔT_{ad}), constant suivant la température. De ce fait, l'utilisateur choisit directement sa valeur qui est prise en compte par le modèle. Par exemple, pour un champ de 0.5 T estimé, nous fixons la valeur de l'EMC à 1 K (Gadolinium). Considérant le cycle idéal, l'augmentation ou la diminution de la température dans le solide se fait de manière instantanée à chaque demi cycle (comme décrit sur la Figure II.14). On obtient donc :

$$T_s(t = t_c / 2, x, y) = T_s(t = t_c / 2, x, y) \pm \Delta T_{ad} \quad (\text{II. 41})$$

Pour cela, à la fin de chaque demi cycle, hors processus de calcul, il est nécessaire de stocker dans une mémoire propre à cet usage la valeur du champ de température dans le solide (Le solide représente la région solide et les surfaces adjacentes). L'identification des zones (fluide, solide, surface, etc.) se fait à l'aide d'un pointeur numérique. Chaque zone possède un numéro d'identification (zone ID) défini par FLUENT. Une fois les zones marquées, le champ est alors modifié suivant l'équation (II. 41) et réimplanté dans le modèle numérique. Les valeurs de mailles constituant le problème sont alors mises à jour selon les nouvelles valeurs de température définies.

Température d'entrée-sortie

Lors d'un demi cycle, la température de sortie du fluide évolue sans cesse. Dans un premier temps, les valeurs de température de sortie sont récupérées au dernier pas de temps pour ensuite être utilisées en conditions d'entrée au demi cycle suivant. Pour cela, nous avons utilisé une fonction nommée « Area-Weighted-Average » qui consiste à moyenniser les valeurs d'une surface :

$$\frac{1}{A} \int \psi \cdot dA = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^n \psi_i |A_i| \quad (\text{II. 42})$$

Avec $\psi = T$.

Discussions des simplifications : Concernant la programmation de l'EMC, cette méthode ne pose pas de problème dans le cas d'un cycle idéal, car l'aimantation / désaimantation est considérée comme instantanée et constante. La simplification utilisée pour le calcul des températures n'est pas la plus juste. En effet, la température moyenne de sortie T_m moyennée sur un demi cycle sera nécessairement différente que celle récupérée au dernier pas de temps. Cette simplification revient à simuler une charge thermique naturelle de part et d'autre du régénérateur. Nous verrons dans le Chapitre IV quelle est l'influence de ces simplifications.

Le cycle thermique est représenté sur la Figure II.16 :

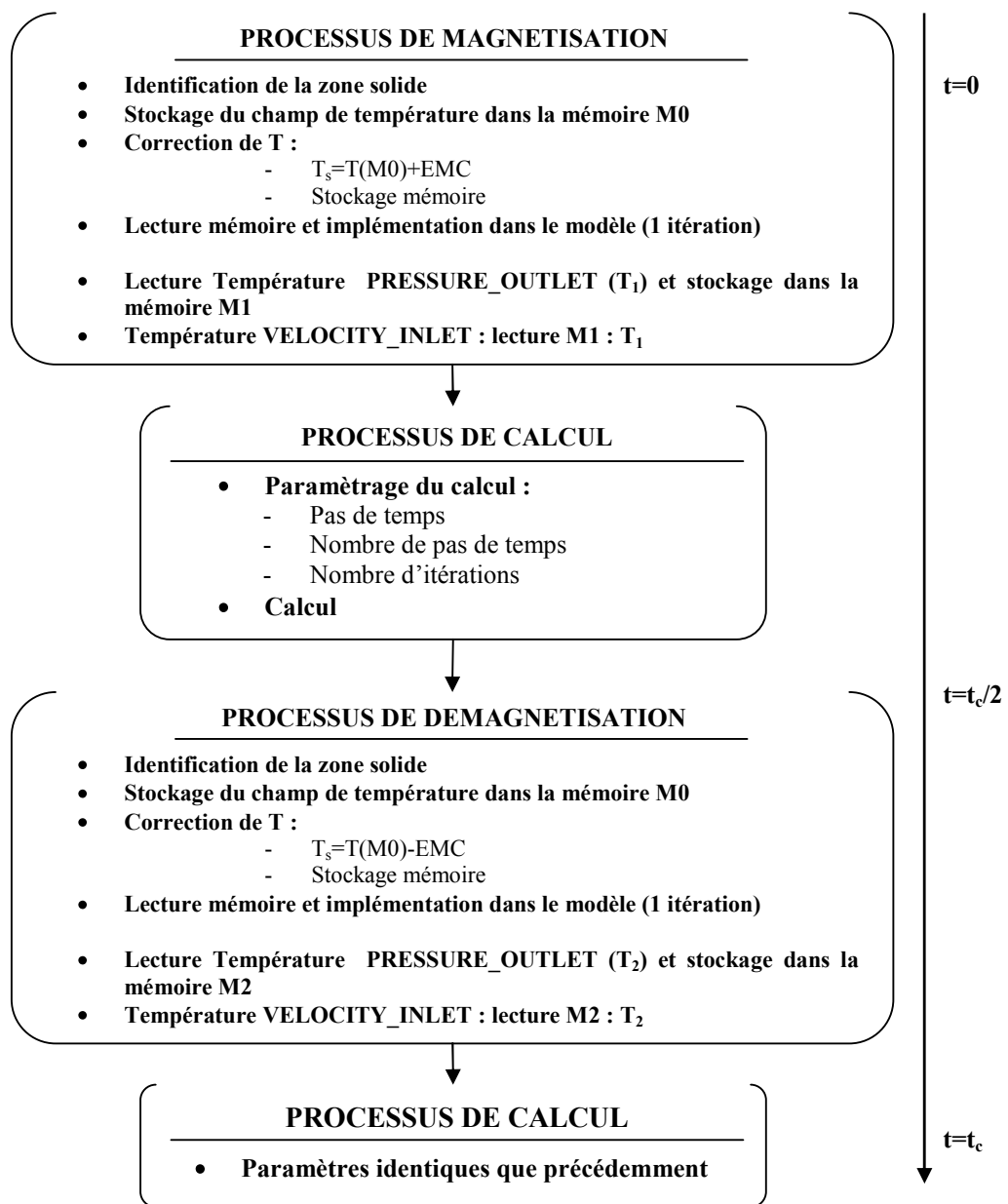


FIGURE II.16- Représentation des étapes du cycle thermique du programme AMR0

Le Tableau II.5 récapitule les deux cycles dans un même schéma (Legait et al., 2009). La phase *INITIALISATION* regroupe d'une part le choix par l'utilisateur des paramètres du solveur (équations, schémas, propriétés physiques, etc.) et d'autre part l'initialisation du problème indispensable à FLUENT avant chaque simulation (pression, champ de vitesse, etc. qui dans notre cas sont égaux à 0). Les processus de calcul, représentatifs des temps de passage de fluide dans le régénérateur, sont similaires, les conditions de temps ne changent pas.

INITIALISATION	
Paramétrage du solveur <ul style="list-style-type: none"> - Equation de l'énergie : facteur de relaxation, schéma 2nd ordre, etc. - Propriétés physiques du fluide et du solide - Critère de convergence - Conditions limites imposées - Initialisation 	
$S_f \rightarrow S_c (t_0 < t < t_c/2) = t_c$	$S_c \rightarrow S_f (t_c/2 < t < t_c) = t_c$
PROCESSUS MAGNETIQUE	
Aimantation : $T_s(x,y,t_0) = T_s(x,y,t_0) + \Delta T_{ad}$	Désaimantation : $T_s(x,y,t_c/2) = T_s(x,y,t_c/2) - \Delta T_{ad}$
CONDITIONS LIMITES / CONDITIONS FLUIDIQUES	
<ul style="list-style-type: none"> - Condition d'entrée : velocity_inlet - Condition de sortie : pressure_outlet - Valeur de la vitesse : $v(x,y) > 0$ - Valeur de la T° : $S_f(0,y,t_0)$ 	<ul style="list-style-type: none"> - Condition d'entrée : pressure_outlet - Condition de sortie : velocity_inlet - Valeur de la vitesse : $v(x,y) > 0$ - Valeur de la T° : $S_c(x=L,y,t_c/2)$
PROCESSUS DE CALCUL	
Paramètres de calculs <ul style="list-style-type: none"> - Pas de temps / itérations - Processus de calcul de t_0 à $t=t_c/2$ 	Paramètres de calculs <ul style="list-style-type: none"> - Pas de temps / itérations - Processus de calcul de $t_c/2$ à $t=t_c$

TABLEAU II.5- Processus de calcul du code AMR0 pour un cycle générique t_c

II.5.3.b. Validité et exploitation du programme AMR0

Les premières simulations ont principalement été utilisées pour vérifier le fonctionnement du cycle AMR (amplification du gradient de température dans le solide) et vérifier les conditions spécifiques de simulations numériques (convergence, maillage, etc.).

Pour observer la validité du modèle développé, nous avons simulé l'écoulement d'un film d'eau sur une plaque plane de Gadolinium. Les caractéristiques physiques et géométriques du régénérateur modélisé sont résumées dans le Tableau II.6, celles du cycle dans le Tableau II.7.

Propriétés Physiques		Valeurs	
<i>Nom</i>	<i>Unité</i>	<i>fluide</i>	<i>solide</i>
Masse volumique ρ	[m ³ .kg ⁻¹]	998	7900
Conductivité thermique λ	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	0.6	10.6
Capacité thermique c_p	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	4182	230
Paramètres géométriques		Valeurs	
<i>Nom</i>	<i>Unité</i>	<i>fluide</i>	<i>solide</i>
Longueur L	[mm]	150	150
Epaisseur e	[mm]	0.3	1

TABLEAU II.6- Récapitulatifs des données physiques et géométriques du régénérateur modélisé.

Paramètres du cycle		
Nom	Unité	Valeur
Vitesse v_0	[m.s ⁻¹]	0.066
EMC ΔT_{ad}	[K]	1
Température initiale T_i	[K]	293
Pas de temps Δt	[s]	0.01
Nombre pas de temps $n(\Delta t)$		100
Temps d'échanges t_e	[s]	1
Temps de cycle t_c	[s]	2
Nombre de cycles N_c		60

TABLEAU II.7- Récapitulatif des paramètres de cycle du régénérateur simulé avec le programme AMR0.

Les températures ont été relevées sur toute la longueur du solide, à une distance de 0.025 mm de l'interface. Les points T_f et T_c représentant respectivement les températures du matériau coté froid et chaud, ont été relevés à 5 mm du bord de la plaque, à chaque demi-cycle.

L'évolution des températures T_f et T_c en fonction du temps est tracée sur la Figure II. 17. On constate que le cycle AMR est opérationnel, la différence de température entre T_f et T_c notée ΔT est supérieure à celui de l'EMC initial. On obtient un ΔT de 7.84 K. Le régime est transitoire jusqu'à $N = 55$, puis la différence de température n'évolue plus, le régime est alors établi. En comparaison à d'autres résultats de modèles numériques présentés par d'autres chercheurs (Allab *et al.*, 2005 ; Kawanami, 2007), la programmation du cycle AMR sous FLUENT est conforme aux attentes, à savoir l'obtention d'une amplification du gradient thermique et l'établissement d'un régime permanent.

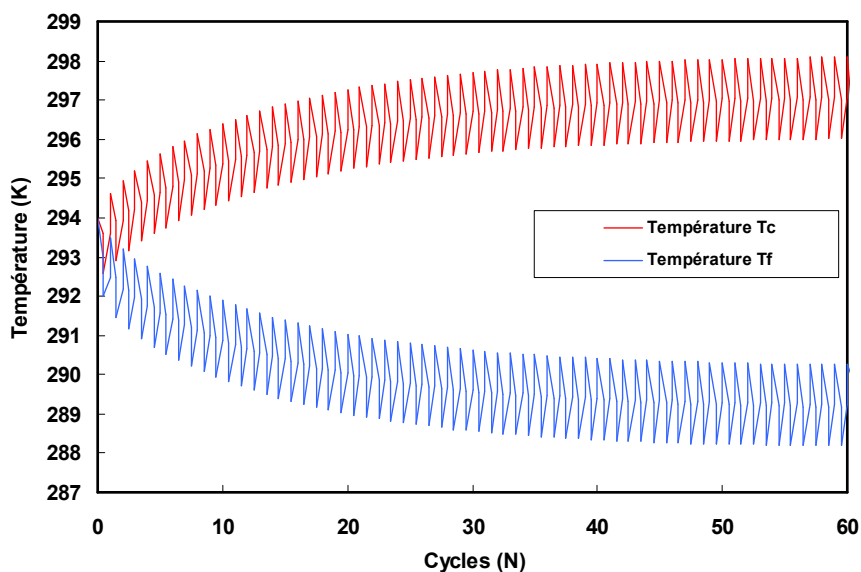


FIGURE II. 17- Evolution des températures de T_c et T_f en fonction des cycles AMR. (AMR0). Le principe du cycle AMR est clairement visible, le programme AMR0 peut être validé.

La Figure II.18 présente l'évolution du ΔT en fonction du nombre de cycles et l'évolution du gradient à chaque cycle. Ces graphes permettent l'étude de l'évolution du gradient thermique dans le matériau en fonction du temps et de l'espace.

Pour observer plus précisément l'évolution de la température en fonction des cycles (Figure II.19), les températures T_f et T_c ont été relevées avec un intervalle de 0.1 s, pendant deux cycles. On voit très clairement les différentes étapes décrites précédemment dans la programmation du cycle AMR.

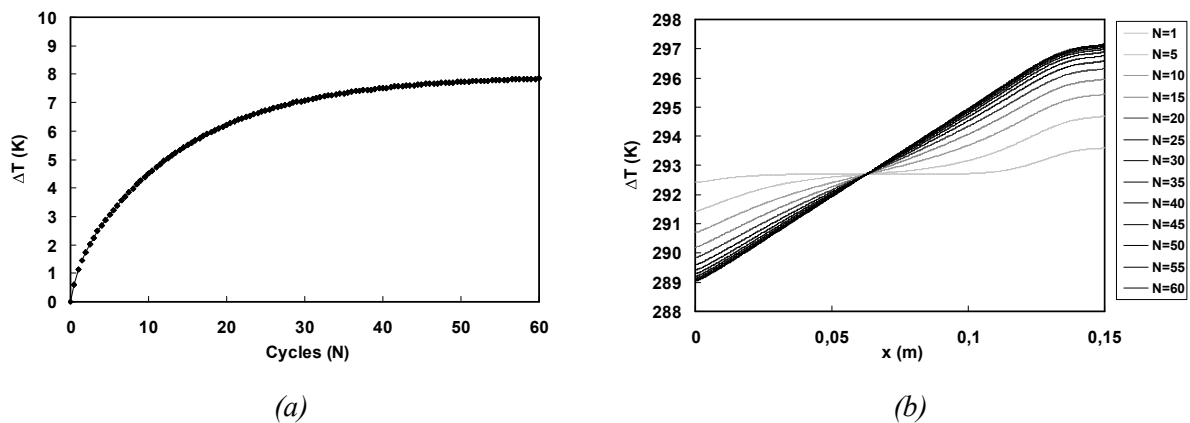


FIGURE II.18- Représentation du profil de température dans la plaque : (a) Evolution du ΔT en fonction du nombre de cycle ; (b) Evolution du gradient de température dans la plaque en fonction du nombre de cycle.

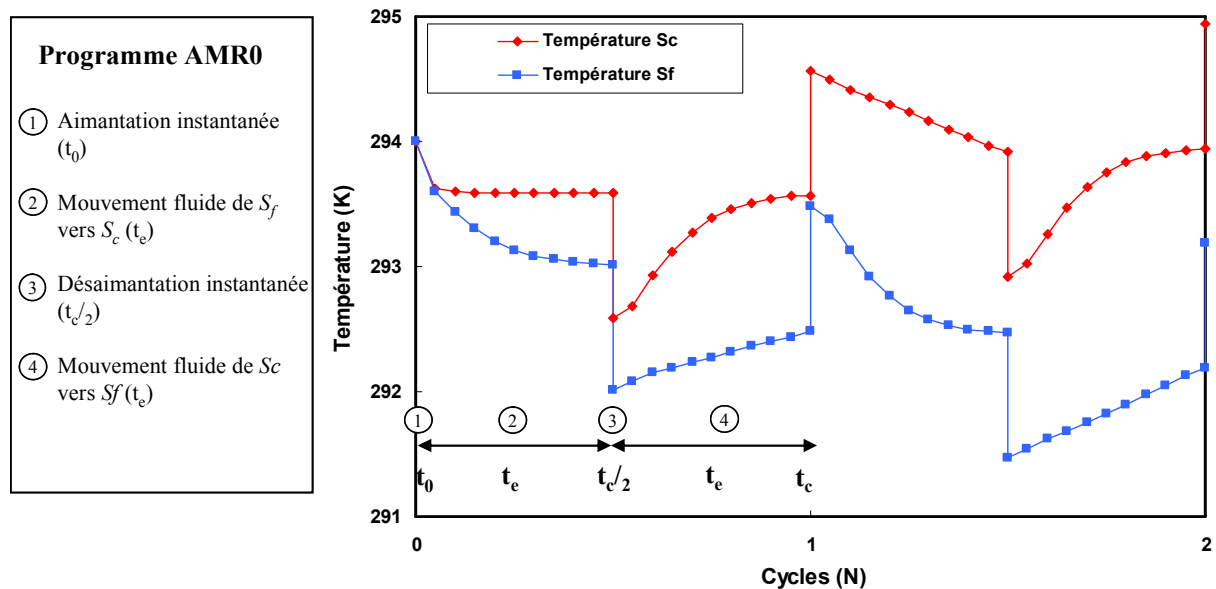


FIGURE II.19- Evolution des températures T_c et T_f pour deux $N = 2$. Chaque cycle se décompose en 2 phases « temporelles » et 2 phases « instantanées ». La mise en évidence des étapes du programme AMR0 valide sa fonctionnalité.

II.5.4. Programme AMR1

II.5.4.a. Amélioration du programme AMR0 : AMR1

Dans le but de se rapprocher des conditions de fonctionnement expérimentales, le programme AMR0 a été amélioré. Dans les systèmes de réfrigération magnétique, les cycles d'aimantation et de désaimantation sont exécutés par le mouvement du régénérateur ou de la source de champ. Dans les deux cas, le processus n'est jamais instantané et un temps additionnel noté t_{ma} (mouvement de l'aimant) est à prendre en compte. Pendant ce temps, le fluide est statique, les échanges entre le solide et le fluide se font par simple convection naturelle. Ce « temps mort » peut alors modifier le gradient de température final dans le régénérateur, comme l'avait démontré Balh et al. (2008)

La Figure II.20 montre l'évolution du champ magnétique dans un régénérateur prenant en compte le temps de mouvement de l'aimant décrit ci-dessus. Le temps d'un demi cycle se traduit alors par : $t_c/2 = t_e + t_{ma}$.

La vitesse dans le régénérateur n'est pas continue, elle est instantanée et maximale pendant le temps d'échanges t_e . Le champ magnétique peut être sinusoïdal avec des paliers constants, correspondant aux phases de rotation de l'aimant dans le système (Ce principe sera expliqué dans le Chapitre III.). Le programme AMR0 a donc été amélioré pour prendre en compte ce phénomène. En considérant toujours une aimantation / désaimantation instantanée, nous avons pris en compte le temps pendant lequel le fluide est au repos, t_{ma} . Le cycle programmé AMR1 se décompose de la façon suivante : $t_c = 2 * t_{ma} + 2 * t_e$, lequel est représenté par la Figure II.21.

Discussions des simplifications : Le champ magnétique est sinusoïdal, ceci implique une augmentation non instantanée de la température dans le matériau (due à l'EMC), différente de celle programmée. Cependant, comme on peut le voir dans la Figure II.20, le champ évolue seulement pendant les phases de « temps mort », lorsque le fluide stagne. A ce moment, les échanges thermiques sont faibles. Lorsque le fluide est en mouvement, le champ est maximum. Cette condition étant de loin la plus importante car représentative de la majorité des échanges thermiques, elle a été respectée dans le modèle. La simplification est donc admissible. Cependant, le ΔT_{ad} est considéré comme constant. Or, d'après l'annexe A1, ceci n'est vrai que pour un matériau dit idéal. Nous avons également choisi de faire débiter les UDF concernant l'aimantation / désaimantation en même temps que le début de l'écoulement (fin de t_{ma}). En effet, il aurait été possible de décaler le cycle magnétique de t_{ma} par rapport au cycle fluide. De ce fait, la phase A/D aurait eu lieu lorsque le fluide commençait à stagner. Ce choix a été motivé par une raison expérimentale. Comme nous le verrons dans le Chapitre III lors de la description du prototype de RM, il est plus raisonnable de procéder ainsi.

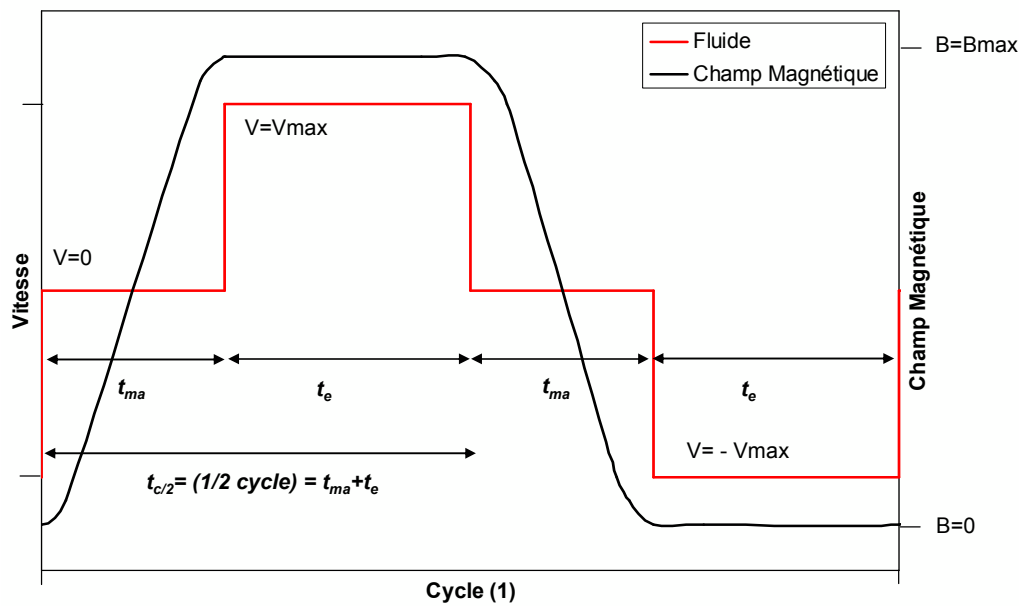


FIGURE II.20- Représentation réelle du cycle magnétique et fluide d'un système de RM. L'aimantation / désaimantation n'est plus instantanée comme pour un cycle idéal. Nous pouvons constater que la source de champ met un certain temps à se déplacer, pendant lequel le fluide ne circule plus.

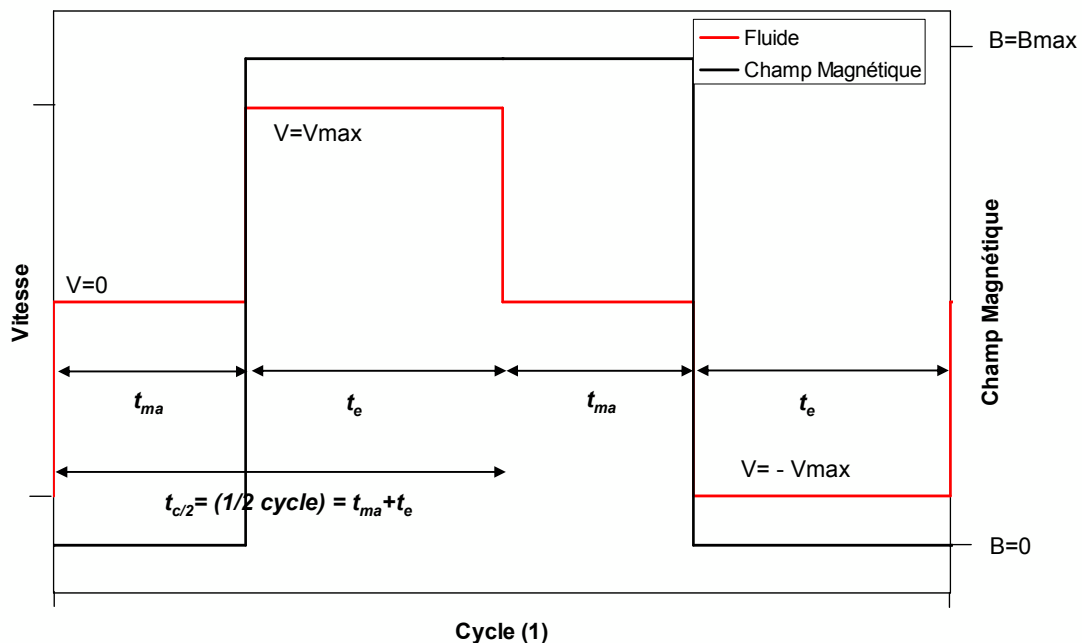


FIGURE II.21- Représentation des cycles magnétique et fluide programmés dans le code AMR1. La phase pendant laquelle le fluide stagne est prise en compte, permettant ainsi une approche plus réelle des conditions de fonctionnement d'un système de RM.

De nouvelles UDF ont été développées pour programmer cette phase. Le Tableau II.8 résume les étapes du programme AMR1.

INITIALISATON	
Paramétrage du solveur <ul style="list-style-type: none"> - Equation de l'énergie : facteur de relaxation, schéma 2nd ordre, etc. - Propriétés physiques du fluide et du solide - Critère de convergence - Conditions limites imposées - Initialisation 	
$S_f \rightarrow S_c (t_0 < t < t_c/2) = t_c + t_{ma}$	$S_c \rightarrow S_f (t_c/2 < t < t_c) = t_c + t_{ma}$
PROCESSUS MAGNETIQUE	
Aimantation : $T_s(x,y,t_0) = T_s(x,y,t_0) + \Delta T_{ad}$	Désaimantation : $T_s(x,y,t_c/2) = T_s(x,y,t_c/2) - \Delta T_{ad}$
CONDITIONS LIMITES / CONDITIONS FLUIDIQUES	
<ul style="list-style-type: none"> - Condition d'entrée : velocity_inlet - Condition de sortie : pressure_outlet - Valeur de la vitesse : $v(x,y) > 0$ - Valeur de la T° : $S_f(0,y,t_0)$ 	<ul style="list-style-type: none"> - Condition d'entrée : pressure_outlet - Condition de sortie : velocity_inlet - Valeur de la vitesse : $v(x,y) > 0$ - Valeur de la T° : $S_c(x=L,y,t_0)$
PROCESSUS DE CALCUL	
Paramètres de calculs <ul style="list-style-type: none"> - Pas de temps / itérations - Processus de calcul de $t_0 \rightarrow t_c/4 (= t_c)$ 	Paramètres de calculs <ul style="list-style-type: none"> - Pas de temps / itérations - Processus de calcul de $t_c/2 \rightarrow 3t_c/4 (= t_c)$
CONDITIONS LIMITES / CONDITIONS FLUIDIQUES	
<ul style="list-style-type: none"> - Condition d'entrée : pressure_outlet - Condition de sortie : pressure_outlet - Valeur de la T° : $S_f(0,y,t_0)$ - Valeur de la T° : $S_f(L,y,t_c/4)$ 	<ul style="list-style-type: none"> - Condition d'entrée : pressure_outlet - Condition de sortie : pressure_outlet - Valeur de la T° : $S_c(0,y,3t_c/4)$ - Valeur de la T° : $S_c(L,y,t_c/2)$
PROCESSUS DE CALCUL	
Paramètres de calculs <ul style="list-style-type: none"> - Pas de temps / itérations - Processus de calcul de $t_c/4 \rightarrow t_c/2 (= t_{ma})$ 	Paramètres de calculs <ul style="list-style-type: none"> - Pas de temps / itérations - Processus de calcul de $3t_c/4 \rightarrow t_c (= t_{ma})$

TABLEAU II.8- Processus de calcul du code AMR1 pour un cycle générique t_c

II.5.4.b. Validité et exploitation du programme AMR1

Dans la même optique que pour le code AMR0, nous avons étudié la validité du nouveau code AMR1. Pour cela, nous avons simulé un écoulement ayant les mêmes propriétés géométriques et physiques que celles définies précédemment (Tableau II.6). Seules les caractéristiques du cycle changent, elles sont répertoriées dans le Tableau II.9.

Paramètres du cycle <i>Variables</i>	<i>Unité</i>	<i>Valeurs</i>
Vitesse v_0	[m.s ⁻¹]	0.066
EMC ΔT_{ad}	[K]	1
Température initiale T_i	[K]	293
Pas de temps Δt	[s]	0.01
Nombre pas de temps $n(\Delta t)$		100
Temps de mouvement de l'aimant t_{ma}	[s]	0.75
Temps d'échanges t_e	[s]	1
Temps de cycle t_c	[s]	3.5
Nombre de cycles N_c		60

TABLEAU II.9- Récapitulatifs des paramètres de cycle du régénérateur modélisé avec le programme AMR1.

L'évolution des températures T_f et T_c en fonction du nombre de cycles est tracée sur la Figure II.22 et en fonction du temps sur la Figure II.23.

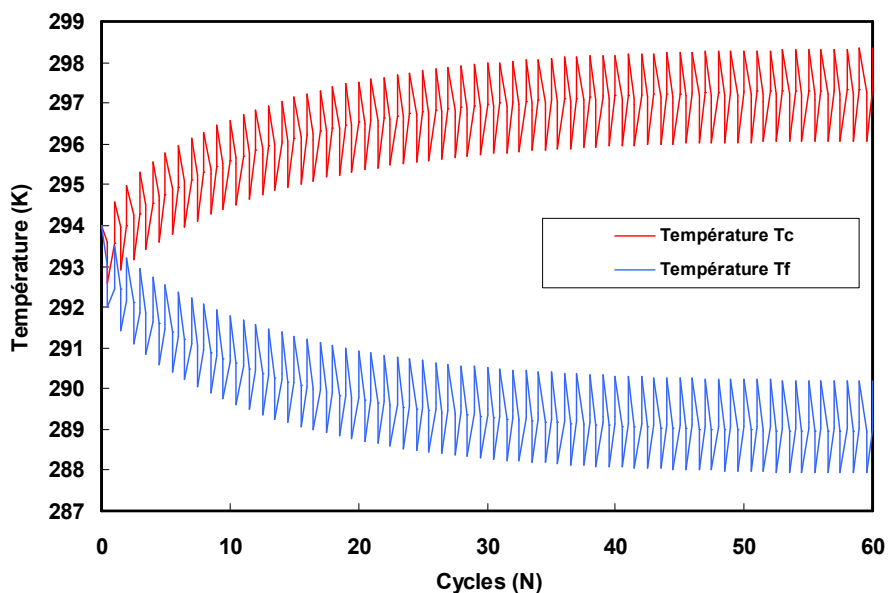


FIGURE II.22- Evolution des températures de T_c et T_f en fonction des cycles AMR (code AMR1).

Dans un premier temps, on constate que les principaux critères du cycle AMR sont respectés, à savoir l'évolution des températures coté chaud et froid, et l'établissement d'un régime permanent. De plus, sur la Figure II.23, on distingue les phases de « temps mort », représentées par les plages de températures horizontales.

L'observation plus précise de l'évolution de la température en fonction des cycles nous a conduit à tracer la Figure II.24, représentant les températures de T_f et T_c sur deux cycles. On voit clairement les différentes étapes décrites précédemment dans la programmation du cycle AMR.

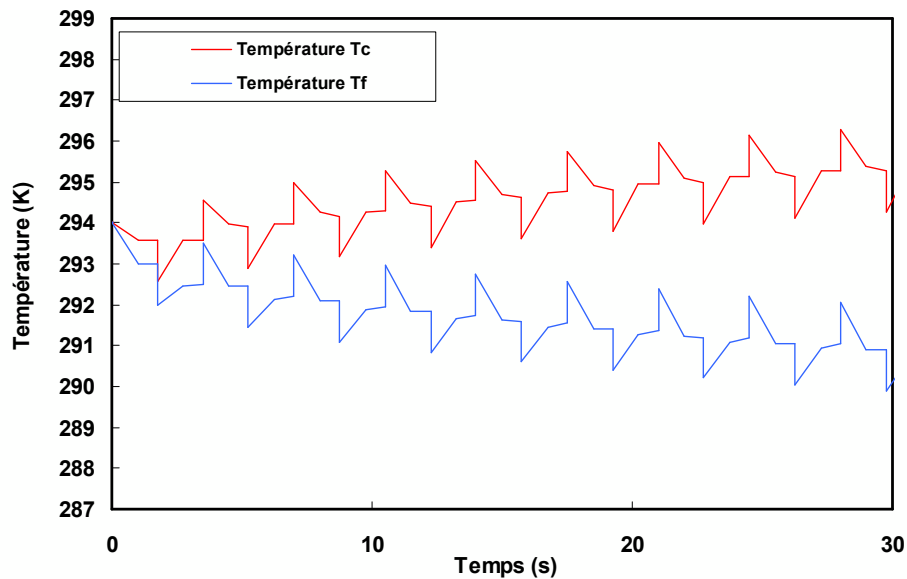


FIGURE II.23- Evolution des températures de T_c et T_f en fonction du temps ($t = 30s$). Les nouvelles phases programmées sont mises en évidence (paliers). Cependant, dans ce cas précis, la prise en compte du temps « mort » n'influe pas beaucoup les performances finales du régénérateur simulé.

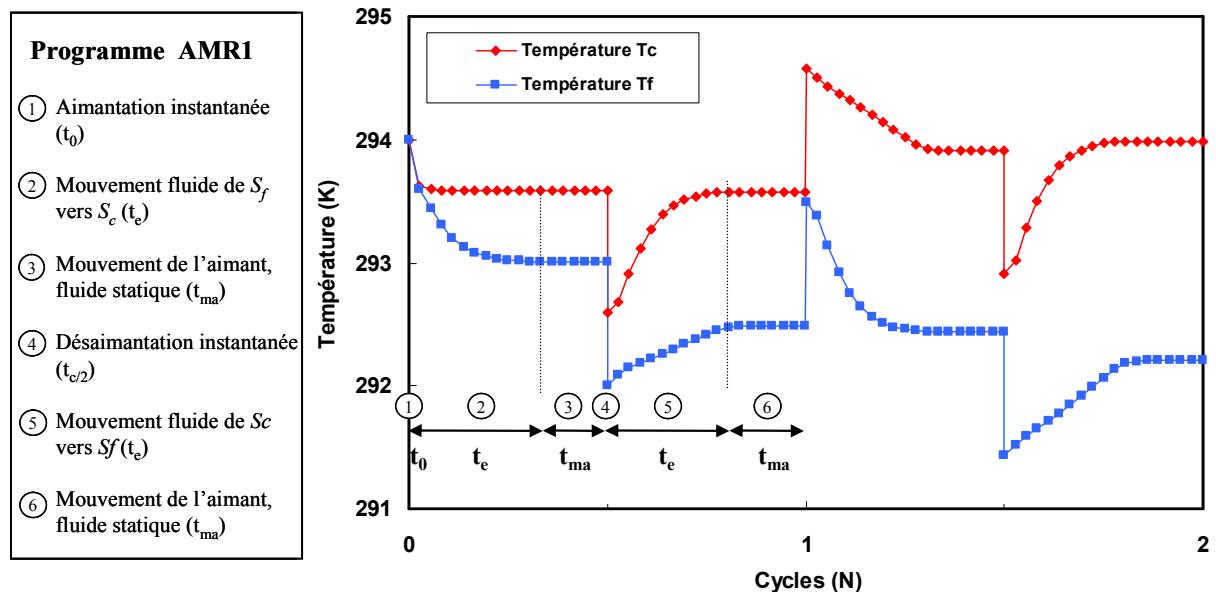


FIGURE II.24- Evolution des températures T_c et T_f pour $N = 2$. Mise en évidence des étapes du programme AMR1.

Concernant cette simulation, en comparaison au code AMR0, on constate que la prise en compte du « temps mort » n'influe pas beaucoup sur le ΔT final, la différence étant de 0.3 K. Cela dit, cela dépend des conditions fluidiques et de la valeur de l'EMC. En effet, si l'EMC est plus important, la différence de température entre la plaque et le fluide le sera également, d'où des échanges par convection naturelle plus influents. Par exemple, pour une épaisseur de fluide $e_f=0.5$ mm, pour les mêmes paramètres de cycles, la différence est de 0.5 K (représentant 7.5% du ΔT final). Pour les autres régénérateurs modélisés, nous avons par exemple obtenu une différence de température de 0.8 K sur un ΔT de 10 K, représentant 8% du ΔT final.

Finalement, le programme AMR1 a permis de se rapprocher un peu plus de l'expérimentation, faisant varier les résultats par rapport à l'AMR0 de 2 à 10% du ΔT final dans les régénérateurs. Cette étude sera complétée dans le Chapitre IV.

II.5.5. Utilisation du modèle numérique

Grâce à la programmation de code permettant de générer des cycles AMR, nous disposons maintenant d'un outils numérique performant capable de mieux reproduire les paramètres de fonctionnement réels des systèmes de RM. De plus, FLUENT offre la possibilité d'obtenir des informations sur le système, comme les profils de vitesse de l'écoulement, le coefficient d'échange thermique, etc. La partie suivante aborde quelques exemples traités pendant nos travaux.

II.5.5.a. Profil de vitesse

Nous avons tracé dans FLUENT le maillage résultant à celui modélisé avec les symétries (Figure II.25). On retrouve les dimensions caractéristiques d'un écoulement entre deux plaques planes parallèle, représentatif des régénérateurs étudiés. La Figure II.26 montre l'évolution de la vitesse le long de la plaque. On constate que la condition « zéro gradient » au niveau de l'axe de symétrie est respectée. On distingue une évolution du profil de vitesse le long de la plaque : ceci correspond à la longueur d'établissement hydraulique définie précédemment. A $x = 0$, le profil est plat et va tendre à prendre une forme parabolique au fil de l'écoulement. La valeur maximale de la vitesse correspond à celle définie dans la littérature dans le cas d'un écoulement entre deux plaques planes, à savoir $v_{\max} = \frac{3}{2} v_0$. La vitesse à la paroi est nulle du fait de la viscosité du fluide.

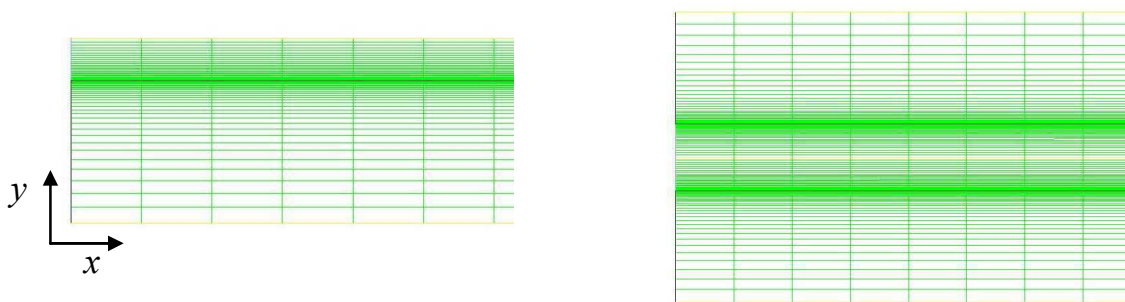


FIGURE II.25- Modélisation sous GAMBIT de l'écoulement sur plaque plane ; et résultante de la prise en compte des symétries.

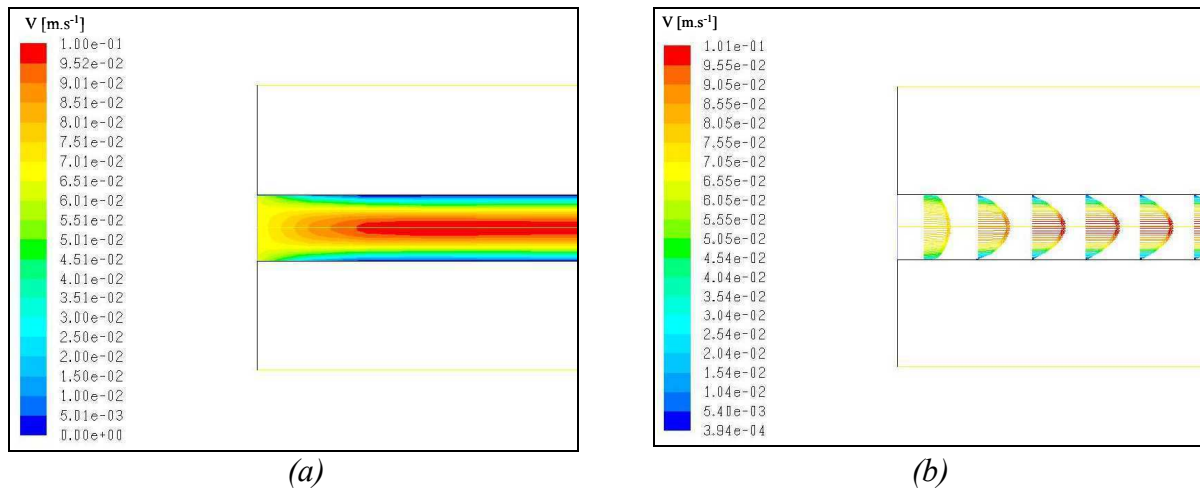


FIGURE II.26- Représentation de la vitesse dans l'écoulement. (a) : champ de vitesse dans le fluide en entrée du régénérateur ; (b) : Profil parabolique de vitesse dans l'écoulement. Au centre, la vitesse est maximale, égale à $0.1m.s^{-1}$, à savoir 1.5 fois la vitesse moyenne.

II.5.5.b. Coefficient d'échange thermique h

Rappelons l'équation (II. 12) établie dans le chapitre II.3.1 :

$$h = \left(\frac{\lambda_s \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{ps}}{T_p - T_{caract}} \right)$$

Le coefficient h se calcule par le biais du flux à l'interface, qui dépendra lui-même des couches limites (dynamique et thermique, celles-ci étant liées). En régime instationnaire, la valeur h évolue donc suivant deux paramètres principaux :

- Le temps : les couches limites prennent un certain temps pour s'établir pendant lequel il y a de fortes perturbations thermique au niveau de la paroi.
- L'axe de l'écoulement (Ox dans notre cas) : le coefficient d'échange est stable et constant seulement lorsque les écoulements sont en régime établi, c'est-à-dire à $x > L_t$ (longueur d'établissement thermique).

La différence de température entre la paroi et la température caractéristique de l'écoulement est également très influente sur la valeur du coefficient. Cette température est différente selon le type

d'écoulement étudié. Par exemple, dans le cas de la convection forcée externe sur une plaque plane, la température caractéristique T_{caract} est égale à T_{∞} , équivalente à la température d'entrée du fluide.

Cependant, dans le cas d'un écoulement interne entre deux plaques parallèles, la température caractéristique définie par Huetz et al. (1990) s'écrit :

$$T_{caract} = \frac{\int_0^e \rho(y) \cdot v(y) \cdot T(y) \cdot dy}{\int_0^e \rho(y) \cdot v(y) \cdot dy} \quad (\text{II. 43})$$

Où T_{caract} est donc équivalente à une *température de mélange* T_m , correspondant à la température suivant le profil parabolique de la couche limite thermique, d'où la complexité à la calculer. Généralement, elle est moyennée de manière différente selon le type de problème.

L'outil numérique « Surface-Heat-Transfer-Coefficient » (SHTC) disponible dans FLUENT permet de calculer les valeurs du coefficient d'échange thermique par la relation :

$$h = \frac{q}{T_{wall} - T_{ref}} \quad (\text{II. 44})$$

Où q est le flux de chaleur à l'interface en $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$, T_{wall} la température locale de la paroi et T_{ref} la température caractéristique T_{caract} à définir.

Pour calculer le coefficient d'échange thermique, nous nous sommes placés en régime thermique établi, pour que h ne dépende que de l'axe Ox. A l'aide de surfaces virtuelles, nous avons calculé la température caractéristique à différents points de la plaque ($h1p$, $h2p$, etc.), trois dans la couche limite et trois aux abscisses $x = 0.01$ m, $x = 0.05$ m, et $x = 0.14$ m. Pour chaque points correspondants, en utilisant la fonction SHTC et en précisant à chaque fois la nouvelle valeur de T_{ref} , nous avons pu tracé l'évolution du coefficient h le long de la plaque, comme l'indique la Figure II.27.

On remarque que les valeurs du coefficient sont très importantes en entrée de plaque. Ceci est du au fait que les longueurs d'établissement thermique (et hydraulique) ne sont pas encore établies. De ce fait, h décroît très rapidement pour $x = 0 < x < x = L_t$ et est constant pour $x > L_t$. On trouve une valeur moyenne $\bar{h} = 9161 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

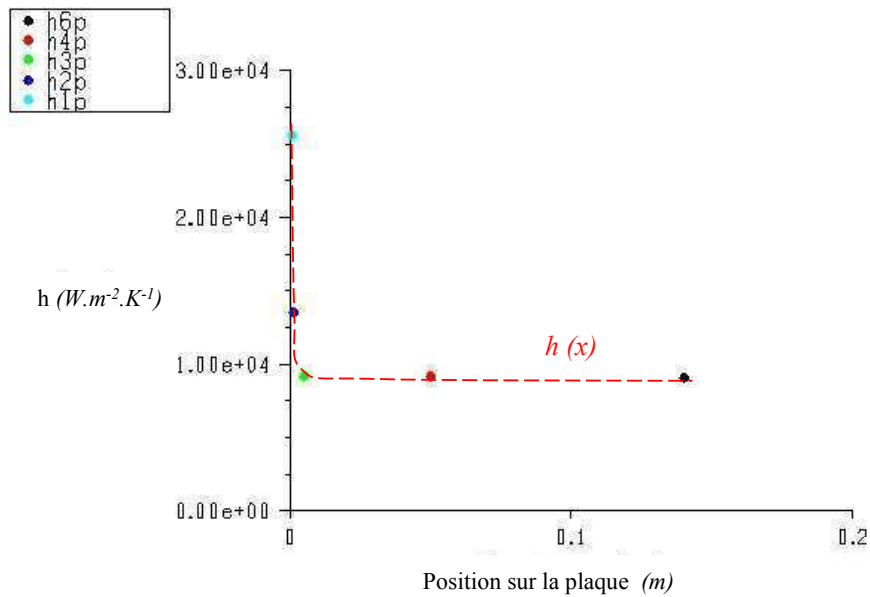


FIGURE II.27- Evolution du coefficient d'échange thermique le long de la plaque, en régime thermique établi.

En utilisant les relations adimensionnelles décrites dans le paragraphe II.3.3.a, nous avons calculé le coefficient d'échange thermique pour le même type d'écoulement que celui simulé. La longueur d'établissement thermique étant très faible par rapport à la longueur de la plaque, les corrélations pour ce type d'écoulement considère que le coefficient d'échange est constant sur toute la plaque, $\bar{h}_{corr} = \bar{h}_{corr}$. Dans ce cas précis, la littérature donne un nombre de Nusselt $\overline{Nu} = 8.24$. En se basant sur :

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}_{corr} D_h}{\lambda_f}$$

Et en considérant que $D_h = 2e$, le calcul donne $\bar{h}_{corr} = 8102 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

La différence entre \bar{h} calculé avec FLUENT et \bar{h}_{corr} peut s'expliquer par la négligence des valeurs importantes du coefficient dans la zone d'établissement thermique. De plus, bien qu'ayant prouvées leur efficacité, les corrélations empiriques admettent toujours une incertitude plus ou moins importante.

II.5.5.c. Conduction dans le solide

Le modèle numérique 2D développé sous FLUENT permet de traiter la conduction de façon isotrope. Les modèles analytiques développés au G2elab dans les années antérieures (Allab, 2008) ne prenaient pas en compte la conduction longitudinale. Pourtant, Boucekara (2008) a montré l'influence de celle-ci sur les performances thermique d'un régénérateur. C'est dans le cadre de cette étude que nous avons voulu analyser l'influence de la conduction suivant l'axe Ox et Oy sur les résultats obtenus.

➤ *Etude sur l'axe Oy*

Pour étudier l'effet de la conduction suivant l'axe Oy, nous avons tracé suivant l'axe Oy la température du solide et du fluide le long d'une surface virtuelle traversant les deux régions (Figure II.28.)

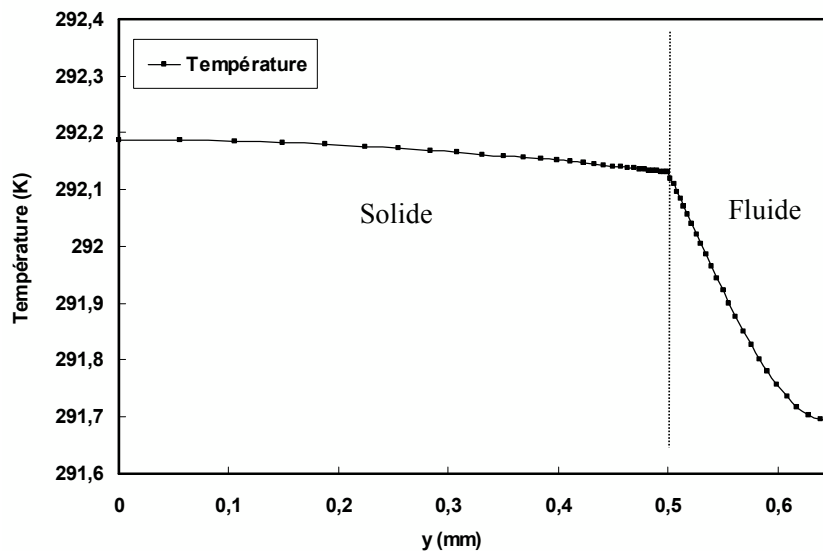


FIGURE II.28- Evolution de la température dans le solide et le fluide suivant l'axe Oy

On voit que la différence de température entre l'interface ($y = 0.5 \text{ mm}$) et le milieu du solide ($y = 0 \text{ mm}$) est très faible. On conçoit intuitivement ce résultat, l'épaisseur de la plaque étant très faible. Comme nous l'avons indiqué au II.2.3, il est possible de calculer le nombre de Biot pour vérifier ce résultat. Rappelons l'équation du nombre de Biot (II. 8) :

$$Bi = \frac{R_i}{R_c} = \frac{\frac{L}{\lambda}}{\frac{1}{h}} = \frac{h \cdot L}{\lambda}$$

Dans notre cas, en prenant $L = \frac{e_p}{2} = 0.5 \text{ mm}$; $\lambda = 10.6 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ et $h \approx 9000 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, le nombre de Biot résultant est $Bi = 0.42$. De ce fait la température dans le matériau varie de manière presque uniforme, un faible gradient thermique s'établit à l'intérieur de la plaque.

➤ *Etude sur l'axe Ox*

Le principal gradient de température se crée dans la longueur de la plaque, il semble donc justifié d'observer l'effet de la conduction sur celui-ci. En effet, lorsque qu'un gradient thermique est établi dans un milieu, ce dernier a tendance à s'amenuiser pour retrouver un équilibre thermique (gradient nul).

Prenons deux cas simples : une plaque de Gadolinium (sans eau) de longueur $L_1 = 150$ mm et une plaque de longueur $L_2 = 50$ mm, représentatives des prototypes de RM existants au G2Elab. A $t = 0$ s, nous avons appliqué un écart de température $\Delta T = 7$ K entre les deux extrémités de la plaque. La valeur du gradient de température dans la plaque a été relevée toutes les secondes pendant 10 secondes. Les résultats obtenus sont donnés dans la Figure II.29.

Comme attendu, la température a tendance à s'équilibrer. Cela dit, l'effet de la conduction est plus important dans le cas $L = 50$ mm que pour $L = 150$ mm. L'atténuation du gradient thermique est naturellement plus rapide dans une plaque de faible longueur, car celui-ci dépend de la différence de température et de la longueur sur laquelle il s'établit. Ces résultats sont bien entendus à titre informatif, le système réel comportant de l'eau et les temps de cycles étant largement inférieurs à 10s.

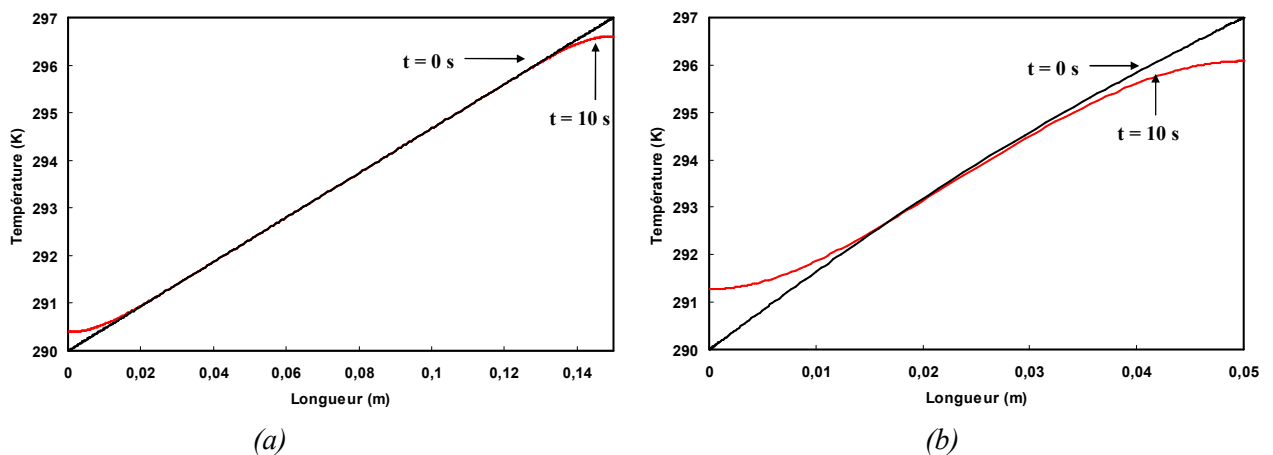


FIGURE II.29- Influence de la conduction axiale sur le gradient de température dans une plaque de Gadolinium de longueur $L = 150$ mm (a) et $L = 50$ mm (b), à $t = 0$ s et $t = 10$ s

➤ Influence de la conduction lors des cycles AMR

Afin d'observer l'influence de la conduction longitudinale dans nos systèmes de RM, nous avons simulé 4 régénérateurs : deux ayant des conductivités isotropes, deux autres similaires mais ayant une conduction anisotrope, égale à zéro suivant l'axe Ox et normal suivant l'axe Oy . Deux cas S_1 et S_2 simulent un régénérateur identique à celui décrit précédemment, avec une longueur $L = 0.15$ m. Les résultats ont montré une faible dépendance du ΔT aux effets conductifs longitudinaux, la différence obtenue sur le ΔT au bout de 60 cycles (entre la simulation à conductivité isotrope et anisotrope) n'étant que de 2 %.

Dans un second temps, nous avons modélisé un régénérateur identique mais ayant une longueur égale à 0.05 m. Les résultats de la première simulation S_3 ayant une conductivité isotrope ont montré un ΔT de 10 K en régime permanent. La simulation S_4 , identique à S_3 mais avec une conduction anisotrope, a montré un ΔT de 16.1 K, soit 6 K de plus (60% de majoration) (Figure II.30).

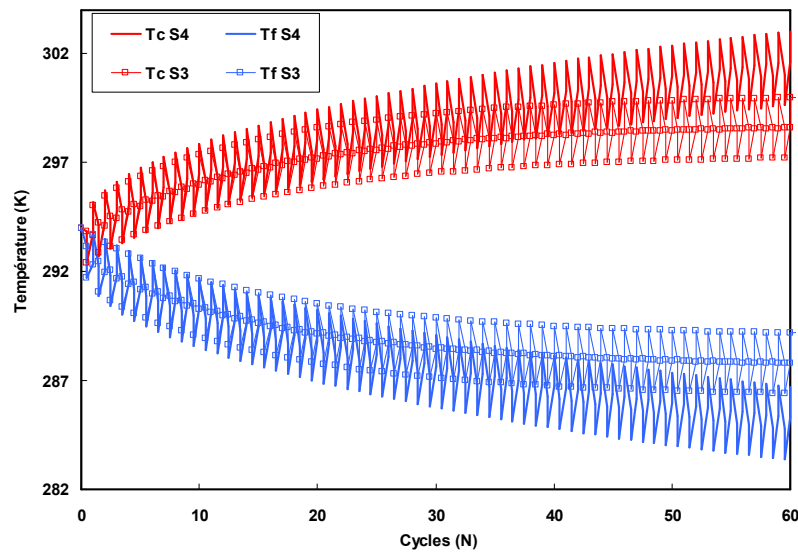


FIGURE II.30- Evolution des températures T_c et T_f en fonction de N pour le même régénérateur dans deux cas différents : S_3 avec conduction longitudinale, S_4 sans conduction longitudinale.

Les hypothèses précédentes sont donc vérifiées, la conductivité a un effet plus important sur le gradient lorsque la longueur du régénérateur est faible et que la différence de température entre le côté chaud et le côté froid est grande. Il faudra donc tenir compte de ce phénomène lors des tests expérimentaux. Par exemple, pour un régénérateur de faible longueur, il peut être intéressant de couper les plaques en plusieurs morceaux afin d'empêcher une dégradation trop rapide du gradient thermique.

II.6. Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre l'élaboration d'un outil numérique dédié à la modélisation de la réfrigération magnétique. Le programme présenté ci-dessus est un moyen d'étudier précisément le comportement thermique d'un régénérateur du type PPP et d'en tirer les conclusions nécessaires. Notre priorité s'est orientée vers la création du programme AMR et ses premières exploitations (voir chapitre IV). Cependant, de nombreuses fonctions disponibles dans FLUENT permettent d'approfondir l'étude des blocs actifs, que ce soit au niveau de la thermique (puissance froide échangée avec un échangeur) ou de la mécanique des fluides. Par exemple, l'une des perspectives intéressante à suivre est le calcul de l'énergie échangée entre le régénérateur et le fluide via une fonction incluse dans le logiciel. Une des perspectives intéressantes est également la prise en charge de la variation de l'EMC en fonction de la température, car, comme nous le verrons dans le Chapitre IV, ceci influe fortement sur le comportement du régénérateur. Cependant, du fait de sa complexité, cet outil n'est pas adapté à l'innovation, qui nécessite une multitude de simulations rapides donnant un ordre de grandeur de l'effet recherché

Bibliographie

- II.1. Allab F. 2008, Etude et conception d'un dispositif de réfrigération magnétique basé sur l'effet magnetocalorique géant, Thèse, INPG, Grenoble.
- II.2. Allab F, Kedous-Lebouc A, Fournier JM, Yonnet JP. 2005, Numerical Modeling for Active Magnetic Regenerative Refrigeration, *IEEE Transactions on magnetics* 41(10): 3757-3759.
- II.3. Bahl C.R.H, Petersen T.F, Pryds N, Smith A. 2008, A versatile magnetic refrigeration test device, *Rev. Sci. Instrum.* 79(9): 093906
- II.4. Bianchi A.M, Fautrelle Y, Etay J. 2004, *Transferts Thermiques*, Premières éditions, Presses polytechniques et universitaires romandes, Lausanne, ISBN 2-88074-496-2, 539p.
- II.5. Boucekara H. 2008, Recherche sur les systèmes de réfrigération magnétique. Modélisation numérique, conception et optimisation, Thèse, INPG, Grenoble
- II.6. Eckert E.R.G, Drake R. 1972, *Analysis of Heat and Mass Transfer*, Mc Graw Hill Book Company, 806p.
- II.7. Fluent 6.3 user's guide. 2006.
- II.8. Génicon J.L, Brunet Y, Clément P. 2005, *Echanges Thermiques*, Conduction, ENSIEG, Grenoble : 1-41
- II.9. Huetz J, Petit J.P. 1990, Notions de transfert thermique par convection, *Tech. Ingénieur, Génie Energétique*, vol. 1, pp. A1540.1-A1540.
- II.10. Janna W.S. 2000, *Engineering Heat Transfer*, CRC Press USA, ISBN 0-8493-2126-3, 683p.
- II.11. Kawanami T. 2007, Heat transfer characteristics and cooling performance of an active magnetic regenerator, *Second International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR.
- II.12. Legait U. 2007, *Réfrigération Magnétique*, rapport de M2R, G2elab, Grenoble
- II.13. Legait U, Kedous-Lebouc A, Rondot L. 2009, Numerical simulation and analysis of the refrigerant bed behavior using Fluent software, *Third International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR: 295-302

II.14. Moran M.J, Shapiro H.N, Munson B.R, DeWitt D.P. 2003, Introduction to Thermal Systems Engineering Thermodynamics, *Fluid Mechanics and Heat Transfer*, Wiley, ISBN 9780471429012, 562p.

II.15. Padet J. 2005, Convection thermique et massique, Principes généraux, *Technique Ingénieur*, Génie Energétique, réf 8205.

II.16. Padet J. 2005, Convection thermique et massique, Nombre de Nusselt : Partie 1, *Technique Ingénieur*, Génie Energétique, réf 8206.

II.17. Schlichting H. 1979, *Boundary-Layer Theory*. McGraw-Hill, New York, 817p.

CHAPITRE III

DEVELOPPEMENT D'OUTILS EXPERIMENTAUX POUR LA REFRIGERATION MAGNETIQUE

SOMMAIRE

III.1.	INTRODUCTION	84
III.2.	DISPOSITIF D'ETUDE DE MATERIAUX MAGNETOCALORIQUE DEMC	84
III.2.1.	Principe de fonctionnement.....	84
III.2.2.	Description du dispositif	86
III.2.3.	Premiers essais et résultats	88
III.2.4.	Amélioration du régénérateur.....	90
III.3.	PROTOTYPE DE REFRIGERATION MAGNETIQUE.....	93
III.3.1.	Principe de fonctionnement.....	93
III.3.2.	Réalisation pratique du prototype	96
III.3.3.	Amélioration du prototype	101
III.3.4.	Mesure expérimentale de la puissance froide.....	104
III.4.	CONCLUSION.....	112
	BIBLIOGRAPHIE	113

Résumé : Ce chapitre présente deux systèmes de réfrigérations magnétiques, le prototype et le DEMC, tous deux conçus dans le cadre de thèse antérieures. Nos travaux ont porté sur leur construction et leur mise en fonctionnement. Aujourd'hui, ils sont utilisés comme outils expérimentaux pour la caractérisation de la réfrigération magnétique.

III.1. Introduction

Le premier dispositif de réfrigération magnétique développé au G2Elab a été conçu et construit en 2003 (Clot *et al*, 2003). Le but de cette réalisation était de construire un démonstrateur expérimental de l'effet magnéto-calorique et du cycle AMR. Les meilleurs résultats obtenus montraient une différence de température entre la source chaude et froide de 7 K, mais ceux-ci furent difficilement reproductibles. A la suite de ces performances encourageantes, un second prototype appelé DEMC (Dispositif d'étude de matériaux magnéto-calorique) a été conçu et réalisé en 2009. Le cahier des charges imposait de fabriquer un dispositif de réfrigération magnétique fiable, capable d'accueillir plusieurs types de matériaux à EMC (Gd, LaFeSi) et sous différentes formes (plaque, poudre, billes). Nous présenterons au cours de ce chapitre son principe de fonctionnement, sa construction et également les premiers résultats obtenus. En parallèle au récent développement du DEMC, la construction d'un prototype a été réalisée sur plusieurs années. Le projet a été initialisé par Farid Allab (2008), puis poursuivi par Cédric Dupuis (2009) et dans le cadre de cette thèse. Le but était de disposer d'un prototype expérimental de réfrigération le plus complet possible, capable à la fois de démontrer l'efficacité du cycle AMR mais également de l'exploiter. La réalisation d'une telle machine permis de mettre en évidence et résoudre des problèmes de conception physique ou mécanique. Nous décrirons dans un second temps le dispositif et présenterons les résultats des premiers essais.

III.2. Dispositif d'étude de matériaux magnéto-calorique DEMC

Compte tenu de l'expérience acquise lors de la réalisation du premier démonstrateur, un second dispositif plus polyvalent, avec des éléments démontables, a été réalisé. Le but d'une telle manœuvre était de créer un « testeur » de régénérateur, afin d'étudier avec précision l'influence d'une part des paramètres magnétiques et thermiques sur le comportement d'un lit réfrigérant, d'autre part de la géométrie du régénérateur et de la nature du matériau actif. Nous avons ainsi participé à l'étude et la réalisation pratique de ce dispositif qui ont été menées dans le cadre de la thèse de Cédric Dupuis.

III.2.1. Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement du DEMC est similaire à celui du dispositif réalisé par Clot (2003). Il s'agit de mettre en œuvre le cycle AMR de manière simple et pratique. Pour cela, le dispositif est constitué d'un seul bloc actif fixé au centre d'un tube rempli de fluide. La source de champ, assurée par un cylindre d'Halbach, se déplace le long du tube de manière alternative, aimantant et désaimantant ainsi le bloc actif. Enfin, le déplacement du fluide contenu dans le tube se fait par des pistons amovibles. Les différentes étapes du cycle AMR sont illustrées par la Figure III.1 :

- (a) Le régénérateur est au centre du cylindre d'Halbach, sa température s'élève
- (b) Ecoulement du fluide de la source froide vers la source chaude par le biais des pistons. Les échanges thermiques créent (ou amplifient) un gradient de température dans le régénérateur.
- (c) L'aimant se déplace, le régénérateur se trouve en dehors du champ magnétique, sa température baisse.
- (d) Ecoulement du fluide de la source chaude vers la source froide : le gradient de température est amplifié.

Ce principe reproduit un cycle AMR quasi idéal, sans échangeurs de chaleur. Seules les performances en termes de gradient de température pourront être étudiées.

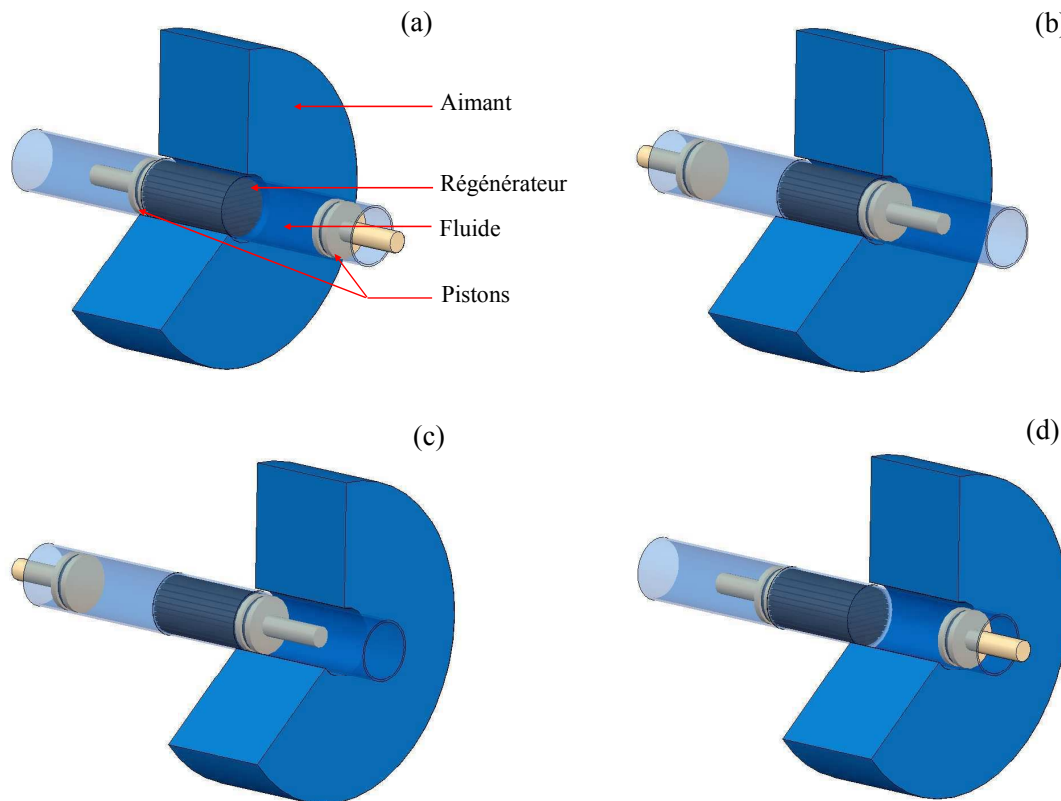


FIGURE III.1- Principe de fonctionnement général du dispositif de RM. Le régénérateur est en gris, l'aimant en bleu foncé, les pistons couleur beige, le support (du régénérateur et des pistons) en bleu ciel.

III.2.2. Description du dispositif

Une vue d'ensemble du dispositif est présentée sur la Figure III.2.

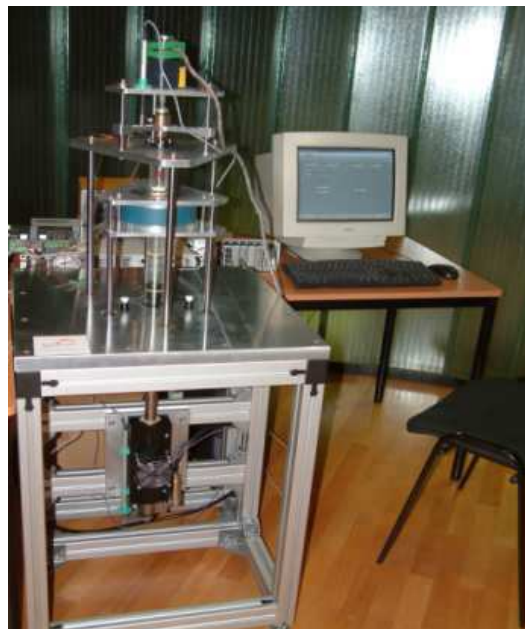
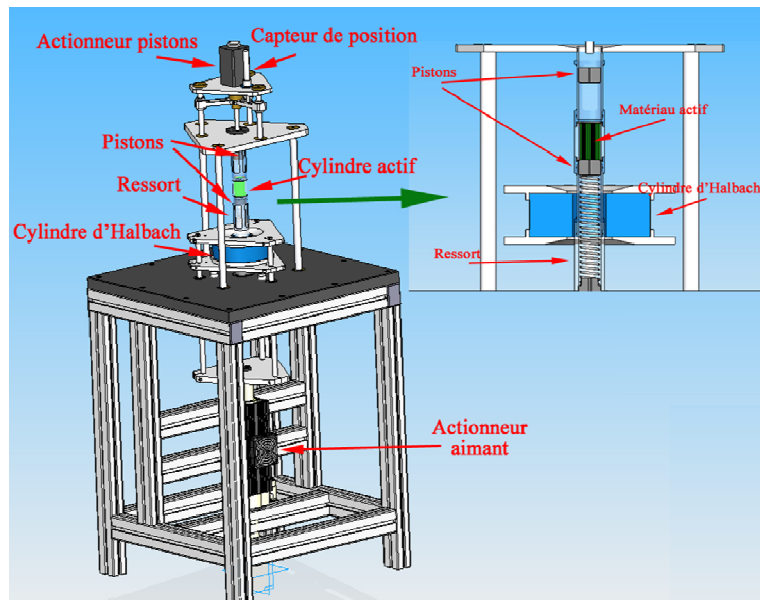


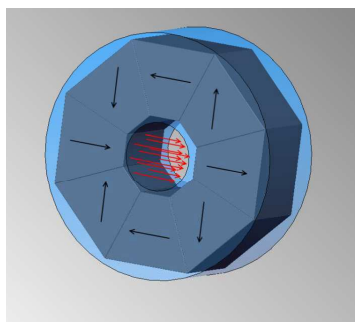
FIGURE III.2- Vue d'ensemble du DEMC (Dupuis, 2009).

Partie magnétique

Le champ magnétique est créé par un cylindre d'Halbach délivrant un champ de 0.8T. Comme nous pouvons le voir sur la Figure III.3, le champ magnétique est concentré au centre du cylindre. C'est donc à cet endroit où vient s'introduire le bloc actif. Ce dernier est choisi pour limiter l'encombrement du au matériel d'instrumentation et de sa mise en eau). L'aimantation et la désaimantation du régénérateur sont donc assurées par le déplacement de l'aimant, qui est effectué via un moteur électrique synchrone linéaire développant une force maximale de 570 N. L'ensemble aimant + support (pour le maintien de l'aimant) fait 14 kg. Un servo-contrôleur permet au moteur d'être piloté par un ordinateur. Les cycles magnétiques décrits par l'aimant sont également définis via un logiciel de programmation. De ce fait, afin d'étudier l'influence du champ magnétique sur les performances du régénérateur, il est possible de décrire des cycles quasiment idéaux (carré), sinusoïdaux, etc.

Blocs actifs

Initialement, le bloc actif était le même que celui utilisé dans le premier dispositif. Le régénérateur, assemblé en un empilement de plaques planes parallèles formant un cylindre, se glisse à l'intérieur d'un support en Plexiglas® comme le montre le Tableau III.2. L'espace entre les plaques est de 0.15 mm. La longueur du régénérateur est fixée à 50 mm. La mesure de température au sein du bloc est assurée par des thermocouples types T, insérés directement dans le matériau, à 2 mm de part et d'autre du régénérateur.



(a)



(b)

Figure III.3- Cylindre d'Halbach. (a) Modélisation du cylindre effectuée par Cédric Dupuis dans le cadre de sa thèse. Le champ magnétique est concentré au centre du cylindre ; (b) Photographie du cylindre utilisé pour le dispositif.

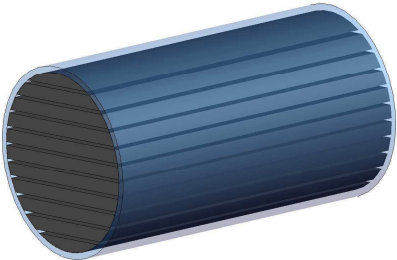
Représentation du bloc actif	Caractéristiques	Valeur
	Volume du régénérateur	35.2 cm ³
	Volume de matériau	28.6 cm ³
	Volume de fluide	6.6 cm ³
	Masse totale de Gd	0.226 kg
	Longueur / Diamètre (mm)	50/30
	Matériau à EMC	Gadolinium
	ΔT direct (K)	1.4

TABLEAU III.1- Représentation et caractéristiques du bloc actif première génération.

Partie hydraulique

Le volume de fluide utile pour les cycles AMR se trouve entre deux pistons qui assurent son mouvement. Le piston supérieur est mis en mouvement par le biais d'un moteur pas à pas linéaire à vis. Ce type de moteur permet d'obtenir une haute précision sur son positionnement et sa vitesse, et donc de définir avec précision les cycles hydrauliques : la fréquence, la vitesse, le débit. Il est également contrôlé numériquement, via un programme utilisateur développé sous LABVIEW® par VIALLE André-Julien. Le piston inférieur est relié à un ressort de rappel. Lorsque l'actionneur descend, le piston pousse le fluide vers le bas, qui traverse ainsi le bloc actif. Lorsqu'il remonte, le piston supérieur est attiré vers le haut, entraînant le fluide et le piston inférieur vers le haut. Le fluide circule alors en sens inverse dans le bloc actif. Le remplissage du bloc actif se fait par le biais d'un tuyau situé sur le piston bas. Un tuyau fixé sur le piston haut permet ainsi à l'air de s'évacuer.

Afin de choisir le type de piston désiré, sa course, sa vitesse maximale, etc., nous avons fait une étude des performances du régénérateur à l'aide de simulations numériques. Les résultats sont présentés dans l'Annexe A3.

Comme mentionné précédemment, le DEMC n'a pas été conçu pour récupérer de la puissance froide. Cependant, nous avons tout de même imaginé un système de piston faisant office d'échangeur de chaleur. En considérant des pistons conducteurs thermiques (par exemple du Cuivre), et, à l'aide de tiges métalliques, il est possible de transporter la chaleur en dehors du bloc actif. Ceci permettrait d'imposer une charge thermique au régénérateur et d'étudier son comportement.

III.2.3. Premiers essais et résultats

Une série d'essais sur le DEMC a fourni des résultats intéressants. Les principaux paramètres étudiés étaient le débit, la fréquence et le volume de fluide traversant le régénérateur. Un maximum de différence de température de 7.2°C entre la température des plaques coté froid T_f et coté chaud T_c a été obtenu pour une fréquence de 0.66 Hz ($t_c = 0.5$ s) et un débit de 3 mL.s⁻¹. La Figure III.4 présente un exemple de résultats obtenus pour une fréquence de 0.33 Hz et un débit de 2 mL.s⁻¹. On note de fortes perturbations enregistrées par les thermocouples (pointes très fines). Ceci est dû à la variation du champ magnétique. Il est également possible d'observer avec précision la formation du gradient de

température dans le matériau. Pour cela, un test a été effectué en prenant un temps d'échanges important ($t_e = 4$ s). La Figure III.5 montre l'évolution de T_c et T_f en fonction du temps. Comme nous pouvons le voir, le cycle AMR est effectif, chaque phase d'échanges amplifie la température.

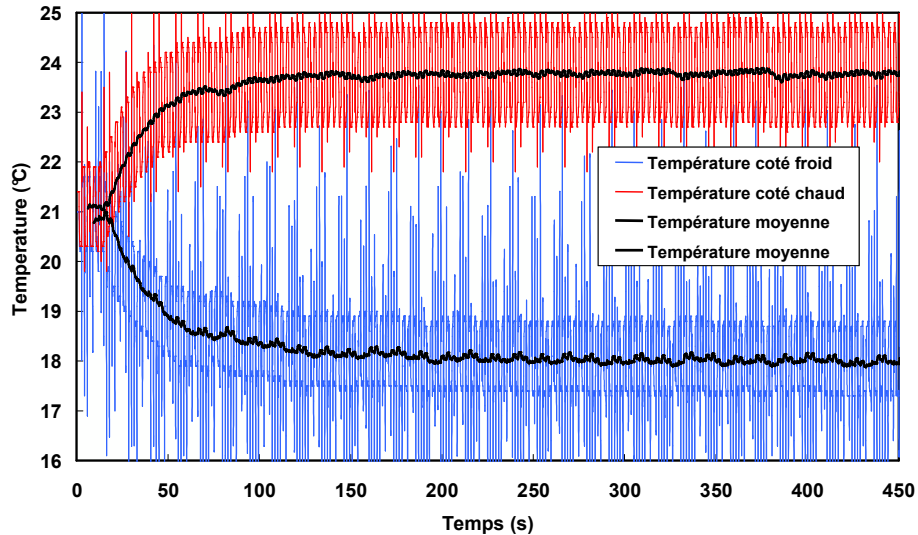


FIGURE III.4- Evolution de la température aux extrémités des plaques pour un débit de fluide de 2 mL.s^{-1} , une fréquence de 0.33Hz , un temps de mouvement de l'aimant $t_{ma} = 0.25$ s. Le gradient de température dans le régénérateur s'amplifie jusqu'à atteindre une différence de température maximale de 6°C .

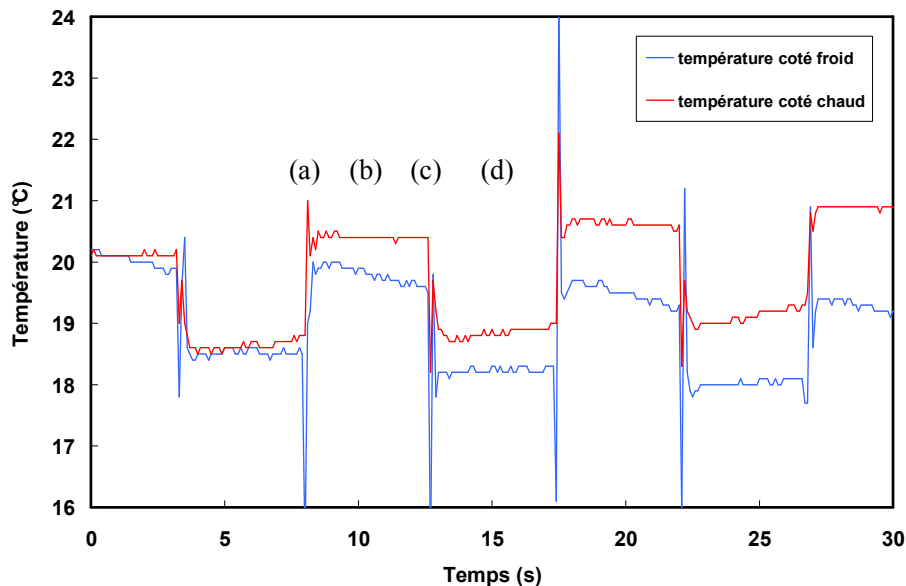


FIGURE III.5- Evolution de la température aux extrémités des plaques pour un débit de fluide de 0.5 mL.s^{-1} , un temps d'échanges $t_e = 4$ s. En similitude avec la Figure III.1, le gradient s'amplifie selon le principe du cycle AMR. :

- (a) Aimantation du matériau ($\Delta T = 1.4^\circ\text{C}$)
- (b) Passage du fluide dans le régénérateur de la source froide vers la source chaude
- (c) Désaimantation du matériau
- (d) Passage du fluide de la source chaude vers la source froide.

III.2.4. Amélioration du régénérateur

Le DEMC est un dispositif conçu pour étudier le comportement thermique d'un régénérateur selon ses spécifications : géométrie, type de matériau, etc. Cependant, on remarque aisément que le bloc actif utilisé pour les premiers essais n'était pas très pratique de par sa géométrie. Nous avons donc fabriqué deux nouveaux supports de régénérateur : l'un conçu pour accueillir des poudres de matériau, l'autre un empilement de plaques.

➤ *Support pour poudre*

Le premier support réalisé est capable d'accueillir des poudres de matériaux MC. La principale difficulté réside dans la retenue des poudres (lors des phases aimantation / désaimantation) au sein du bloc actif. Un système de filtre retenu par une fine rondelle a donc été imaginé. Les mailles du filtre sont évidemment à dimensionner selon le type de poudre utilisée. La Figure III.6.a présente le support pour poudre.

➤ *Support pour plaque plane parallèle (PPP)*

Afin d'universaliser le type de régénérateurs PPP acceptés par le support, nous nous sommes orientés vers une géométrie à section carrée. Cependant, afin de conserver les éléments autour du bloc actif (pistons, tubes en verre cylindrique), il a fallu conserver un bloc actif cylindrique à l'extérieur. La Figure III.6.b représente le bloc actif réalisé, composé du support et du régénérateur. La quantité de matière qui constitue ce support est largement supérieure à celle du premier support fabriqué. De ce fait, les pertes thermiques avec le milieu ambiant sont moins importantes avec ce type de support.

Le régénérateur seconde génération utilise également des plaques de gadolinium d'épaisseur 1mm. Ses caractéristiques sont données dans le Tableau III.2. L'inconvénient de ce bloc actif est que les thermocouples ne sont pas fixés dans le matériau mais à l'interface du piston. La température mesurée n'est donc pas celle du régénérateur mais celle des sources chaudes et froides. Ceci reste une contrainte car la différence de température entre l'eau et les plaques a tendance à augmenter avec l'augmentation du volume de fluide.



FIGURE III.6- Représentation des supports de régénérateur ; (a) support à section circulaire pour poudre. La rondelle en plexiglas permet de fixer un filtre afin de retenir les poudres dans le bloc ; (b) support à section carrée pour régénérateur en plaques.

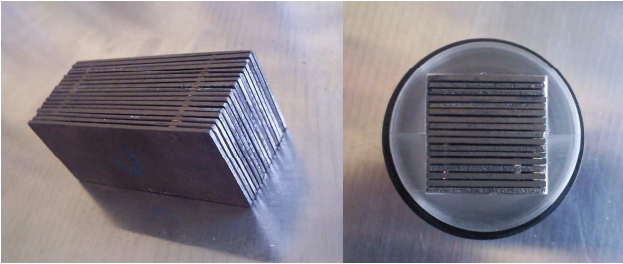
Photo du régénérateur RD1 et du bloc actif	Caractéristiques	Valeur
	Volume du régénérateur	24.2 cm ³
	Volume de matériau	18.7 cm ³
	Volume de fluide	5.5 cm ³
	Masse totale de Gd	147 g
	Longueur / Largeur / Hauteur (mm)	50/22/22 mm
	Matériau	Gadolinium
	EMC (K)	1.4 K

TABLEAU III.2 - Photographie et caractéristiques du bloc actif seconde génération.

III.2.4.a. Essais du nouveau régénérateur RD1

Nous avons procédé à plusieurs essais du même type que ceux réalisés précédemment. La différence de température maximale obtenue entre la température de la source froide et chaude est de 11.3°C, pour un débit de 2 mL.s⁻¹ et une fréquence de 0.5 Hz (Figure III.7 et Figure III.8). Une fois de plus, la réalisation d'un nouveau régénérateur a permis d'en augmenter les performances. Cela dit, il faut prendre en compte que la température du fluide est toujours supérieure à celle des plaques, d'environ une fois l'EMC (Dupuis, 2009). On obtient donc un écart de température entre la source chaude T_{sc} et froide T_{sf} de 10°C.

Nous remarquons que la mesure de la température chaude est moins perturbée que la température froide. Ceci s'explique simplement par le fait que le thermocouple « froid » est situé sur le piston supérieur, moins soumis au champ, contrairement au thermocouple coté « chaud ».

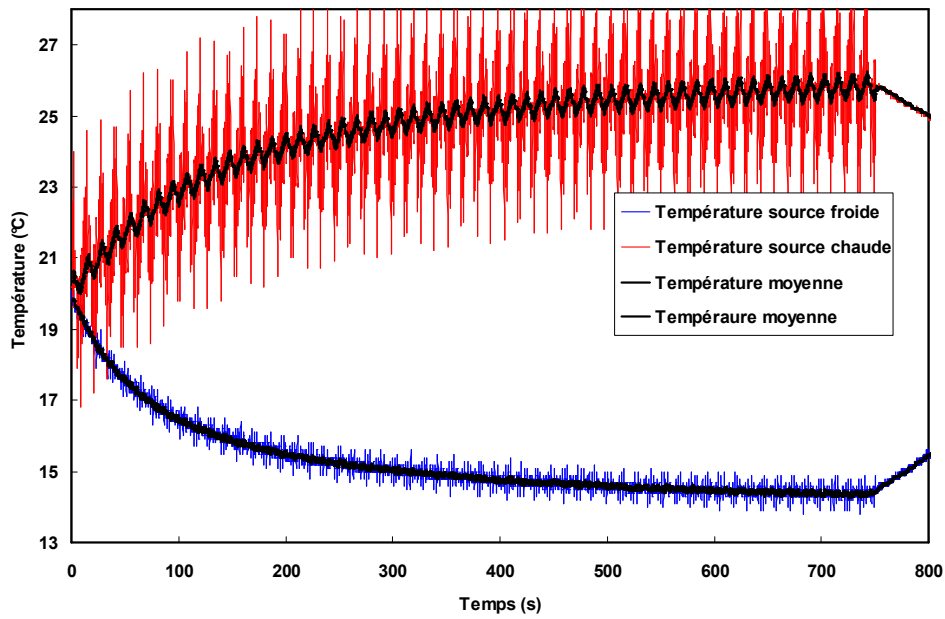


FIGURE III.7- Evolution des températures de la source froide et chaude en fonction du temps, pour un débit de 2mL.s⁻¹ et une fréquence de 0.5 Hz. Les performances obtenues avec le régénérateur RDI sont d'environ 50% supérieures à celles obtenues avec le premier.

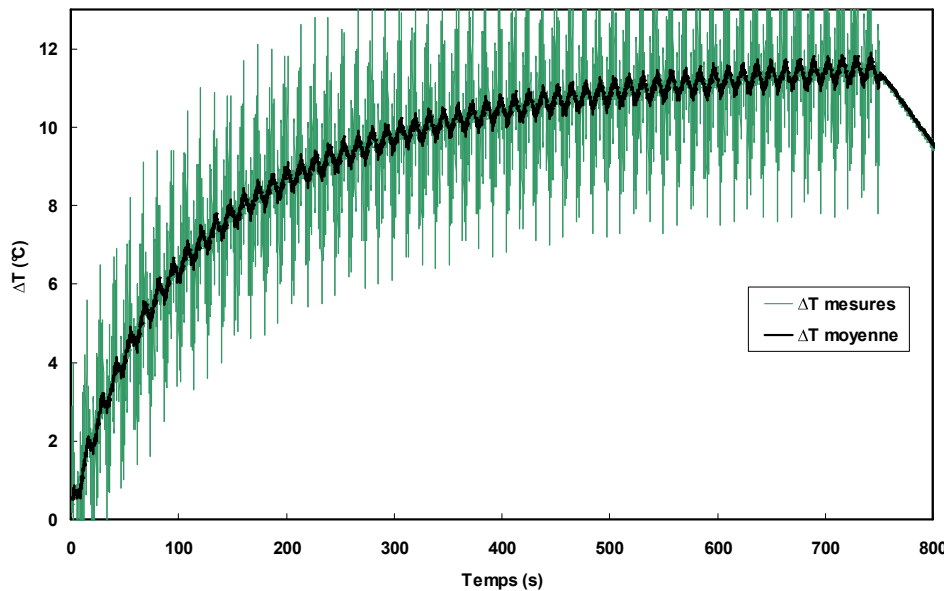


FIGURE III.8- Evolution de la différence de température entre la source froide et chaude du bloc actif. Le régime n'est pas tout à fait établi.

III.3. Prototypage de réfrigération magnétique

III.3.1. Principe de fonctionnement

Le prototype de RM est basé sur le principe d'une machine rotative, comportant un rotor et un stator. Le rotor est composé d'un aimant permanent. Le stator consiste en une culasse munie de quatre pôles dans lesquels sont disposés quatre blocs actifs. Le flux magnétique en provenance du rotor traverse les régénérateurs deux à deux et se referme dans la culasse. En faisant tourner l'aimant, on assure une alternance d'aimantation et de désaimantation et ainsi donc le cycle magnétique nécessaire pour appliquer le cycle AMR décrit précédemment. De ce fait, comme indiqué sur la Figure III.9.a, lorsque l'aimant est à l'horizontal, les blocs actifs R1 et R2 sont aimantés alors que R3 et R4 sont désaimantés, c'est la Phase 1 du cycle magnétique. Lorsque l'aimant tourne, les 4 régénérateurs se retrouvent désaimantés, ce sont les phases 2 et 4 (Figure III.1.b et d). Enfin, lorsque l'aimant finit sa rotation de 90°, les deux blocs verticaux sont aimantés et ceux horizontaux désaimantés, c'est la Phase 3 (Figure III.1.c).

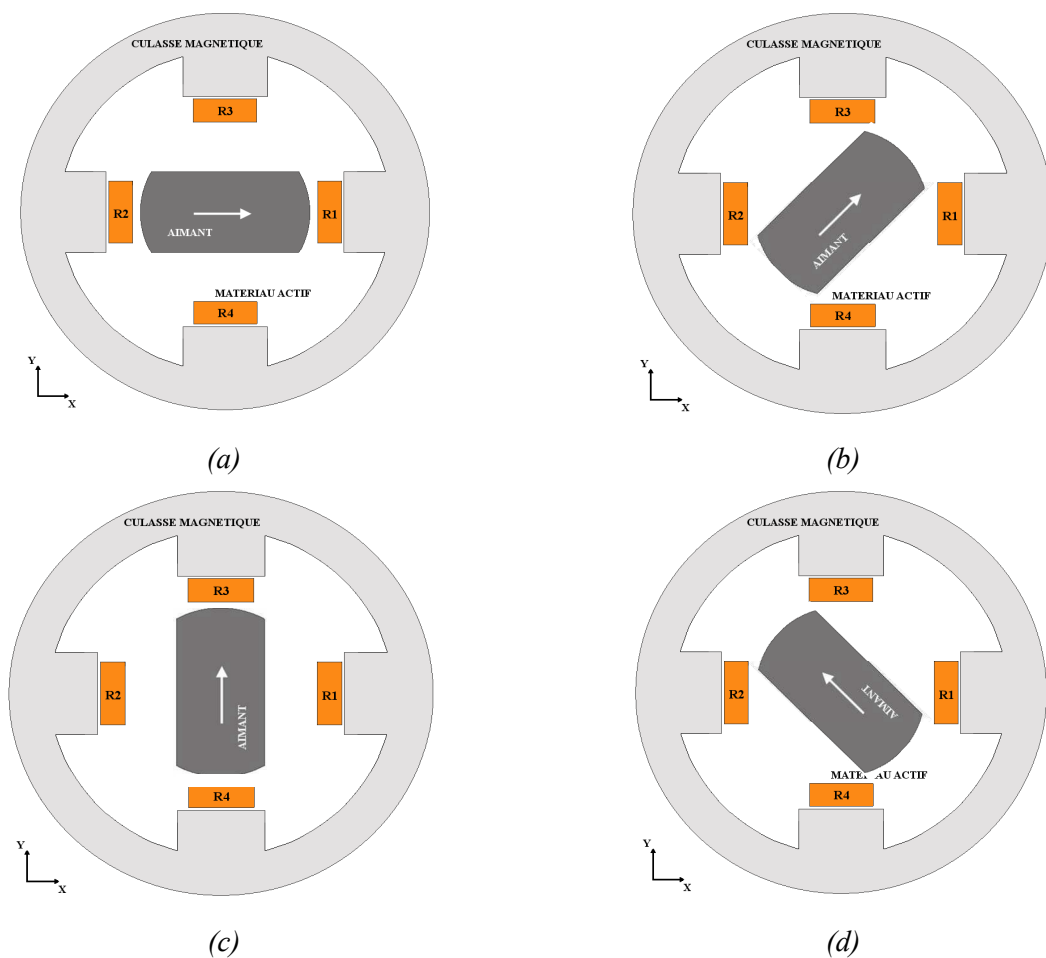


FIGURE III.9- Schéma représentatif d'une section du prototype et ses 4 phases magnétique. (a) Phase 1, R1-R2 aimantés; (b) Phase 2, R1-R2-R3-R4 désaimantés; (c) Phase 3, R3-R4 aimantés; (d) Phase 4, R1-R2-R3-R4 désaimantés.

Un fluide caloporteur traverse de part et d'autre les blocs actifs, échangeant ainsi de l'énergie avec le matériau magnétocalorique. Un circuit hydraulique (Figure III.10) permet de faire circuler le fluide dans le système dans un sens puis dans l'autre. Par exemple, lors de la première phase du cycle, l'eau circule dans R1 et R2 dans un sens et traverse R3 et R4 dans un autre. On a donc 4 phases hydrauliques totalement dépendantes des phases magnétiques.

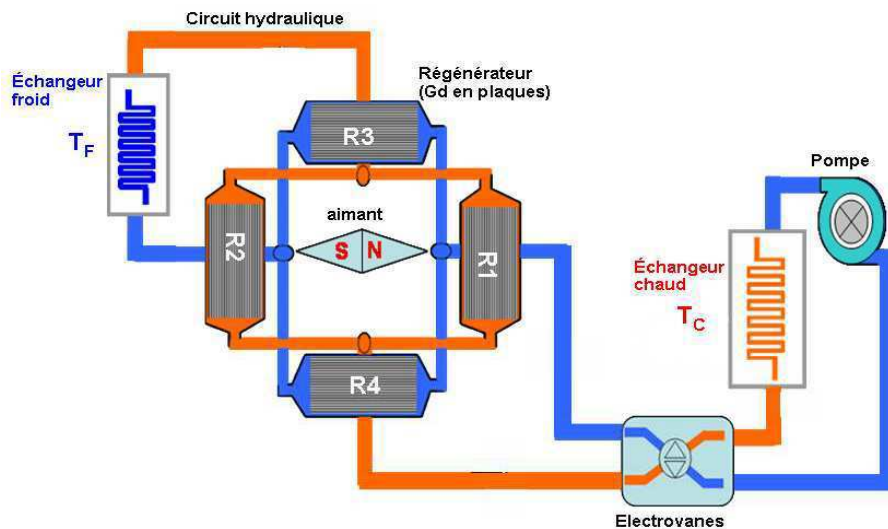


FIGURE III.10- Schéma de principe du circuit hydraulique constitué d'une pompe, d'un jeu d'électrovannes, et deux échangeurs, chaud et froid. R1, R2, R3 R4 représentent les blocs actifs (Allab, 2008).

La Figure III.11 montre les phases du fonctionnement du prototype en fonctionnement pas à pas :

- **Phase 1** : Aimantation des régénérateurs R1 et R2, désaimantation de R3 et R4. Le fluide circule dans le système de (1) vers (2). A la sortie de l'échangeur chaud Ec , le fluide est à la température $T_{Ec,1}$ et entre dans les blocs actifs R3 et R4. Après échanges thermiques dans les régénérateurs, le fluide ressort à une température plus froide $T_{Ef,1}$. Il rentre alors dans l'échangeur froid Ef où il va échanger une certaine quantité de chaleur avec un autre milieu. Le fluide ressort alors à une température plus chaude $T_{Ef,2}$. Dans le cas d'un échangeur parfait, la puissance froide fournie par le régénérateur se traduit par la relation :

$$P_{f_R} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{Ef,2} - T_{Ef,1}) \quad (\text{III. 1})$$

Le fluide entre ensuite dans les régénérateurs R1 et R2 et ressort à une température plus chaude $T_{Ec,2}$. Il passe alors dans l'échangeur chaud Ec et cède de la chaleur à un autre milieu. La puissance chaude fournie par régénérateur s'écrit :

$$P_{c_R} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{Ec,2} - T_{Ec,1}) \quad (\text{III. 2})$$

Le temps total de cette phase représente le temps d'échanges entre le fluide et le matériau actif, il est noté t_e .

- **Phase 2** : Phase pendant laquelle l'aimant fait une rotation de 90° . Pendant ce laps de temps, le fluide reste immobile dans le régénérateur. Il ne circule qu'entre la pompe et les électrovannes. C'est le « temps de mouvement de l'aimant t_{ma} ».

- **Phase 3** : Aimantation des régénérateurs R3 et R4, désaimantation de R1 et R2. Le fluide dans le système circule de (2) vers (1), en sens inverse afin de respecter les conditions du cycle AMR. Les processus d'échanges thermiques au niveau des échangeurs se font de la même façon que lors de la première phase.

- **Phase 4** : Equivalente à la phase 2, l'aimant fait une rotation de 90° afin de boucler le cycle magnétique et revenir à la phase 1.

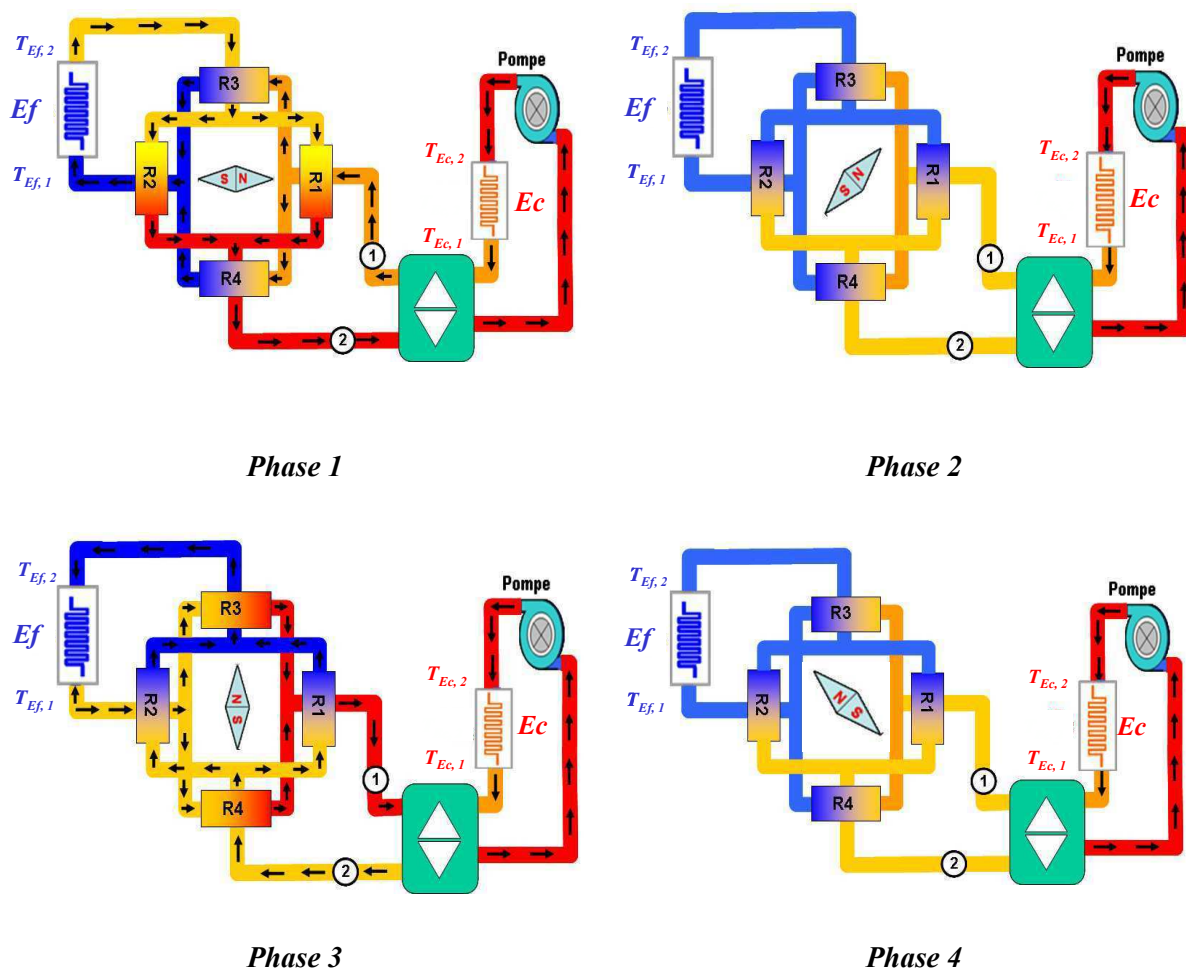


FIGURE III.11- Schéma représentatif du fonctionnement du prototype de RM (Allab, 2008).

III.3.2. Réalisation pratique du prototype

III.3.2.a. Conception initiale du prototype

La conception du prototype a été initiée par F. Allab dans le cadre de sa thèse. Le système comporte :

- Le rotor : il est constitué de 16 blocs d'aimants permanents en NdFeB (néodyme fer bore) collés les uns aux autres autour d'un arbre en acier (Figure III.12.a). Le bloc permet de créer dans l'entrefer un champ magnétique d'environ 0.8T. Le rotor fait 150 mm de longueur pour un rayon de 53.5 mm. Il est entraîné par un moteur électrique à courant continu. Initialement, en l'alimentant à tension constante, l'aimant tourne de façon continue.

- Le stator : il est composé d'une culasse en acier à quatre pôles magnétiques où se placent les blocs actifs (Figure III.12.b). La culasse est elle-même composée de 8 segments de 20 mm d'épaisseur. La longueur totale de la culasse est de 160 mm pour un rayon externe de 129 mm.

- Le circuit hydraulique : il comporte une pompe, un jeu d'électrovannes qui permet de contrôler le sens du fluide dans les régénérateurs, et un réseau hydraulique pour alimenter les parties requises. Comme nous l'avons vu dans le Chapitre II.5, le cycle hydraulique est directement lié au cycle magnétique. De ce fait, afin de contrôler les ouvertures/fermetures des électrovannes, deux capteurs optiques à détection infrarouge fixés sur le stator détectent les mouvements du rotor. Pour cela, une pièce est montée sur le stator et coupe le faisceau infrarouge en fonction de la position du rotor. La durée des phases fluidiques est donc liée à une valeur d'angle de rotation du rotor. Si la valeur de l'angle tend vers 45° , le fluide circule de manière continue. A l'inverse, si l'angle tend vers 0° , le fluide ne circule que lorsque le matériau actif est pleinement aimanté ou désaimanté

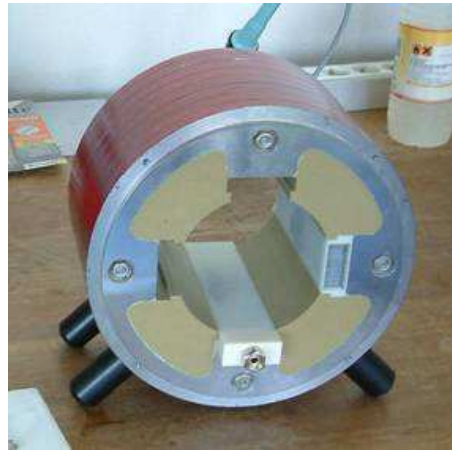
- Les blocs actifs : Ils sont composés d'un support étanche (ou fourreau) dans lequel vient s'insérer le régénérateur, lui-même constitué de matériau actif. De chaque côté du fourreau, des bouchons percés assurent l'étanchéité lorsque le fluide circule à l'intérieur.

Le régénérateur est constitué d'un empilement de plaques planes parallèles, comme on peut le voir sur la Figure III.13. Les plaques sont en Gadolinium, actuellement le candidat le plus approprié à la RM. Chaque plaque a pour géométrie : $L_p * l_p * e_p = 150 * 15 * 1mm$. Une trentaine de plaques empilées les unes sur les autres forment le régénérateur. Afin que le fluide circule au sein de ce dernier, les plaques sont espacées d'une épaisseur $e_f = 0.15mm$, obtenue à l'aide de bande de scotch. Nous verrons par la suite que cette solution n'était pas appropriée.

Afin de relever la température aux extrémités des plaques, des thermocouples de type K ont été collés de part et autre du régénérateur. Ils mesurent ainsi la température de surface du matériau.



(a)



(b)

FIGURE III.12- Photographie de l'aimant (a) et de la culasse (b)..

III.3.2.b. Problèmes rencontrés lors de la réalisation et solution envisagées

Lors de la réalisation, plusieurs problèmes ont été rencontrés et des solutions ont pu être apportées.

Problème de résistance des supports

Les premiers tests ont montré que la géométrie des fourreaux n'était pas adaptée aux forces magnétiques mise en jeu dans le système, comme on peut le voir sur la Figure III.13. Le fourreau fut donc renforcé (épaisseur plus importante) au détriment du volume de matériau (Figure III.14), permettant de pallier au problème des contraintes.

Problème de couple dû aux forces magnétiques

Lors de la rotation de l'aimant, un important couple mécanique s'appliquait sur l'arbre. Ce couple d'environ 60 N.m correspond au couple reluctant de la machine engendré par la présence des quatre blocs actifs et des pôles. Un système à six pôles avait été initialement dimensionné par F. Allab pour minimiser ce couple mais n'a pas été mis en œuvre pour simplifier la gestion du cycle thermique. Pour pallier ce problème, une solution pratique a été trouvée sans modifier le système réalisé (Boucekara *et al.*, 2009). Il s'agit d'insérer un compensateur de couple entre l'arbre de l'aimant et le moteur. Le principe est simple et consiste à imposer sur l'arbre mécanique situé entre l'aimant et le moteur un couple inverse à celui engendré par le rotor. Le compensateur est un système passif à aimants permanents. Son dimensionnement s'est fait à l'aide simulations numériques. Les détails sont présentés dans la thèse de H. Boucekara. Sa mise en œuvre a ainsi permis de réduire de 75% le couple, passant d'environ 60 Nm à 13 Nm.

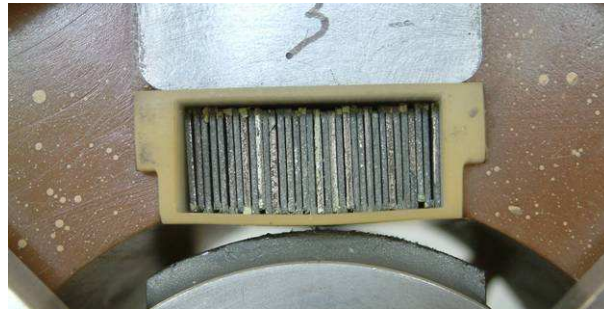


FIGURE III.13- Photographie d'un bloc actif placé entre le pôle et l'aimant. L'épaisseur de résine ne suffit pas à retenir les plaques de gadolinium soumises au champ magnétique, le support se déforme.

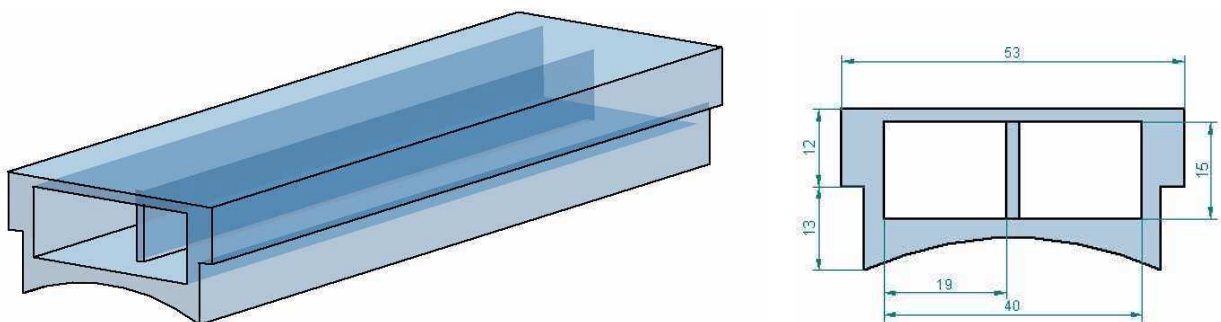


FIGURE III.14- Représentation 3D et de face du fourreau. La barre bleue au milieu maintient le haut et le bas du fourreau, évitant ainsi le même phénomène que celui présenté sur la Figure III.13.

Problèmes d'induction magnétique et de circulation du fluide

Afin l'état magnétique des régénérateurs, des simulations ont été réalisées par Cédric Dupuis. La Figure III.15 montre la répartition de l'induction pour un angle de rotation du rotor de 0 à 45°. Pour $\theta = 0^\circ$, le régénérateur est uniformément aimanté. Mais au fur et à mesure la rotation, cet état se dégrade et certaines régions du régénérateur se retrouvent partiellement ou totalement désaimantées. Cette situation n'est pas favorable pour le cycle thermique et peut engendrer une perte de performances du système. D'autre part, malgré la compensation du couple réalisée, un couple résiduel engendre des variations de vitesse du rotor de l'ordre de 60%.

Une solution fut développée lors du stage de Davide Ronchetto (2008), laquelle consistait à réaliser un asservissement numérique du moteur. En plus d'obtenir une vitesse constante du moteur, le contrôle numérique a permis d'obtenir un mouvement de l'aimant dit « pas à pas ». Le moteur peut marquer des arrêts tous les 90° (face aux régénérateurs). L'intérêt est double : cela permet une meilleure définition des phases aimantation/désaimantation (voir Figure III.16), ainsi qu'une réduction des phases 2 et 4, sources de pertes thermiques dues à la propagation de la chaleur dans les régénérateurs. En parallèle à ce nouvel asservissement, le réglage de l'angle des capteurs de positions à 30° a permis de définir plus précisément la durée des phases 2 et 4. Associé à l'asservissement pas à pas, cela permet au fluide de circuler principalement dans les blocs actifs que lorsque l'aimant est à l'arrêt (effet magnéto-calorique à son maximum) et non plus pendant sa rotation.

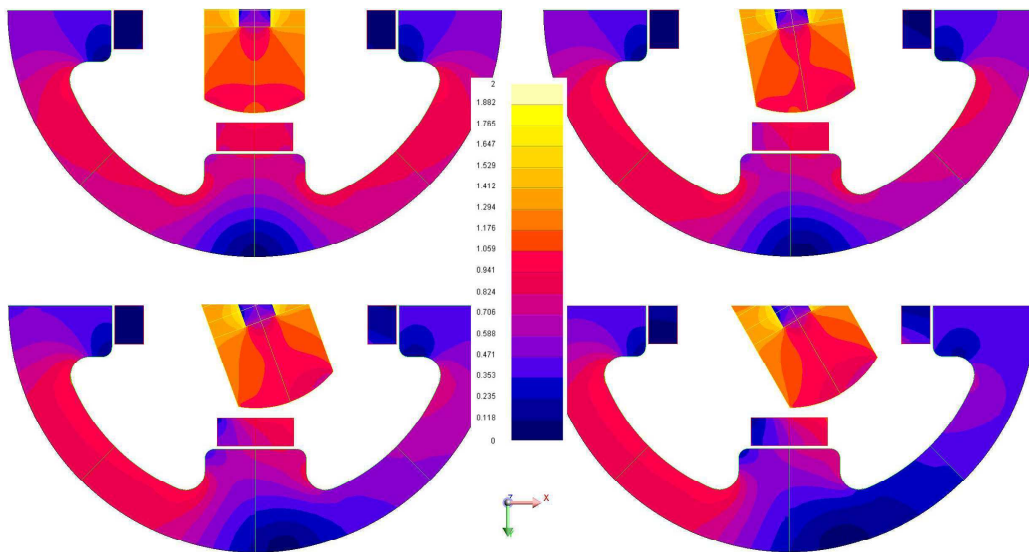


FIGURE III.15- Répartition de l'induction magnétique mise en jeu dans l'ensemble rotor-stator en fonction de la rotation de l'aimant. Modélisation effectuée sous FLUX[®] par Cédric Dupuis dans le cadre de sa thèse.

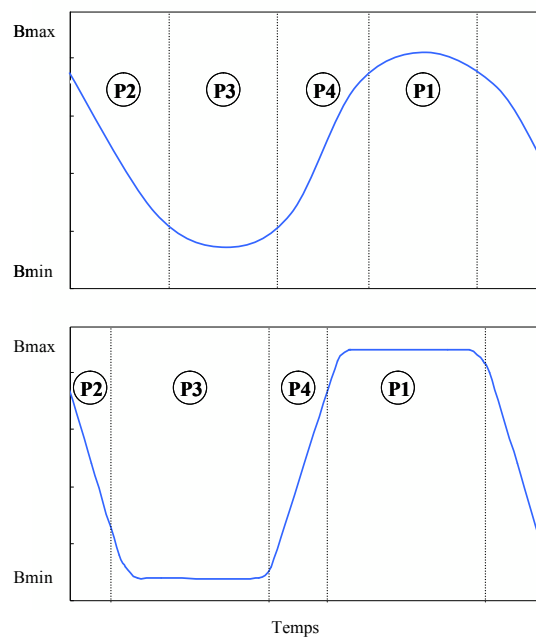


FIGURE III.16- Représentation schématique de l'induction dans un bloc actif en fonction de la rotation de l'aimant. Au dessus avec l'asservissement continu du moteur, en dessous avec l'asservissement numérique. (P1) est la première phase, (P2) la seconde, etc. Le cycle est d'une durée de 3.5s.

III.3.2.c. Premiers essais du prototype

Dans un premier temps, afin de mettre en évidence le cycle AMR, un seul bloc actif a été testé, sans échangeurs. Les résultats sont présentés sur la Figure III.17 et la Figure III.18. Les courbes obtenues montrent l'évolution des températures du côté chaud T_c et froid T_f de la plaque (Figure III.17). En les soustrayant, on obtient l'évolution du ΔT en fonction du temps (Figure III.18). Comme pour le DEMC, les mesures des thermocouples sont perturbées par le champ magnétique, créant ainsi des pics importants. Les sauts de températures dus à l'EMC sont représentés par les pics très serrés autour de la température moyenne (courbe en noir). Ces résultats ont été obtenus pour un débit dans le bloc actif de $3 \text{ mL}\cdot\text{s}^{-1}$ et un temps d'échange $t_e = 1 \text{ s}$. La température initiale est de 18.4°C et le cycle AMR débute à $t = 50 \text{ s}$.

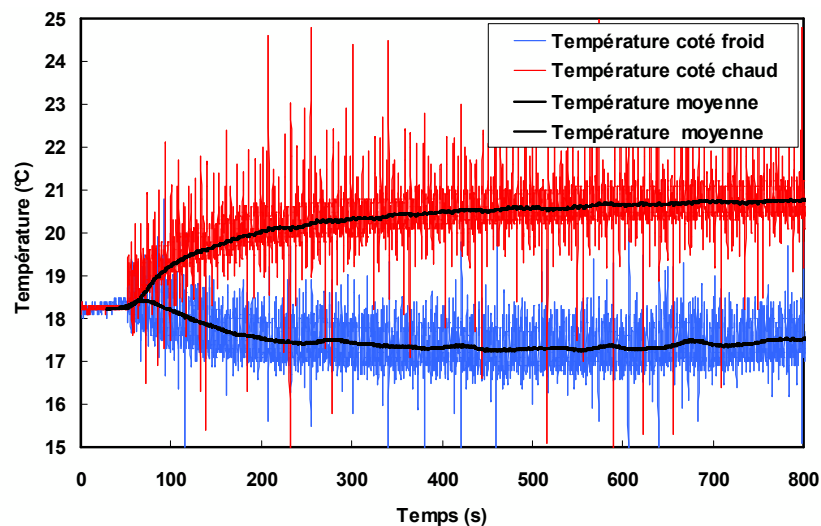


FIGURE III.17- Evolution de la température aux extrémités des plaques de gadolinium. Le débit dans le régénérateur est de $3\text{mL}\cdot\text{s}^{-1}$ et le temps d'échange $t_e = 1 \text{ s}$

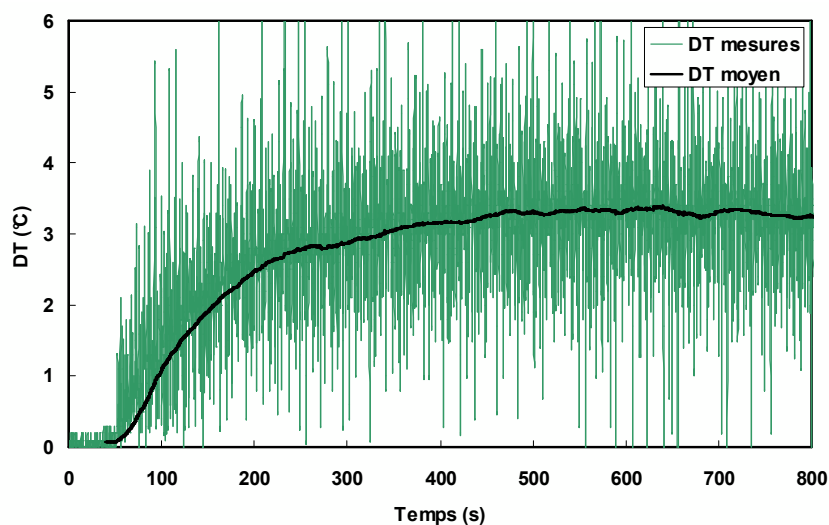


FIGURE III.18- Evolution de la différence de température entre le côté chaud et le côté froid des plaques de gadolinium.

A la vue de ces résultats, on a pu constater que l'effet AMR était légèrement démontré (ΔT de 3.3°C au lieu de 1°C dû à l'EMC propre). Cependant, en comparaison aux simulations établies par Allab (2008), les résultats restent plutôt modestes. Les premières pistes pour expliquer cela s'orientent vers une mauvaise circulation du fluide dans le régénérateur ainsi qu'un volume de fluide compris dans le système trop important pour la quantité de matériau actif. Comme nous allons le voir par la suite, cela peut nuire aux performances du prototype. Tous ces problèmes, liés au moteur, aux blocs actifs, à l'asservissement, etc. nous ont poussés à chercher, imaginer des solutions pour y pallier. C'est dans ce cadre que ce travail a été réalisé.

III.3.3. Amélioration du prototype

Comme nous avons pu le constater, la majeure partie du travail effectué sur le prototype s'est concentrée sur le magnétisme et la mécanique. De ce fait, l'étude thermique des blocs actifs est restée « secondaire ». Dans le cadre de notre travail, nous nous sommes logiquement focalisées sur les lits réfrigérants, et plus particulièrement sur les échanges thermiques dans le régénérateur. Nous avons donc travaillé sur plusieurs points importants, tels que les phases hydrauliques ou le bloc actif lui-même.

III.3.3.a. Amélioration principale du système : les régénérateurs

L'une des hypothèses pour expliquer les résultats obtenus était une mauvaise circulation du fluide dans le régénérateur. Les plaques étant empilées les unes sur les autres avec un espacement de 0.15 mm , un moindre défaut de planéité peut les faire se toucher, et obstruer le passage du fluide. Si le fluide ne circule pas de manière similaire entre chaque plaque, les échanges thermiques sont perturbés et le fonctionnement de la machine n'est plus assuré. Nous avons donc repensé la manière d'empiler les plaques, et réalisé un système de rails permettant de les guider dans le fourreau.

La réalisation pratique nous a contraint à augmenter l'espace entre plaque de 0.15 mm à 0.5 mm , et à diminuer leur largeur à 13 mm , réduisant ainsi la quantité de matériau et donc la puissance disponible. On constate sur la Figure III.19 que la *technique rails*¹ permet d'obtenir un espacement beaucoup plus régulier qu'anciennement. Une seconde technique utilisée par la suite, appelée *technique rondelles*² est également applicable. Les caractéristiques du nouveau fourreau (noté R0) sont données dans le Tableau III.1.

¹ Utilisation de rails en plexiglas pour diriger et maintenir les plaques de matériau

² Utilisation de tiges métalliques pour le maintien des plaques et de rondelles pour l'espace entre elles.

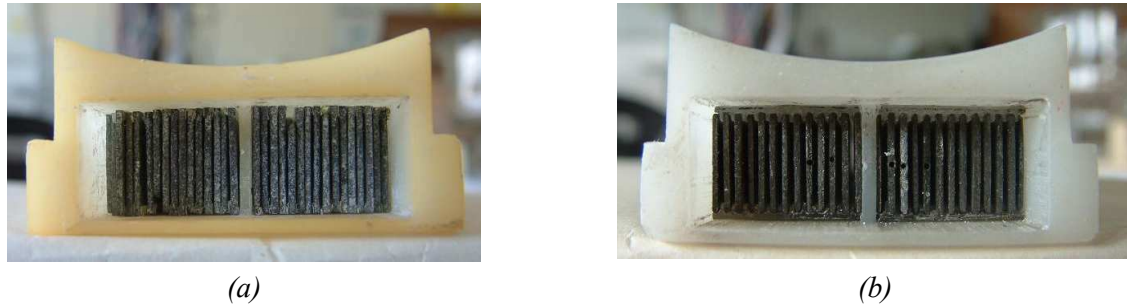


FIGURE III.19- Deux régénérateurs dans leur support : (a) premier régénérateur avec un espacement entre plaque de 0.15 mm ; (b) nouveau régénérateur avec espacement de 0.5 mm. L'espace entre les plaques est plus régulier dans le second cas.

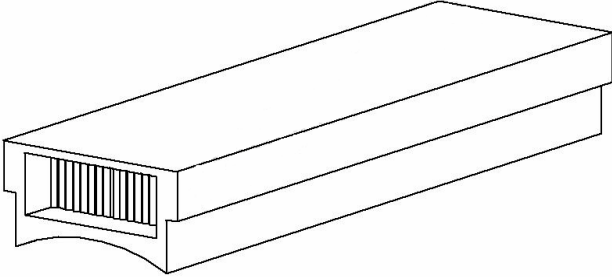
Représentation du bloc actif R1	Caractéristiques	Valeur
	Volume du bloc actif	91 cm ³
	Volume de matériau	54 cm ³
	Volume de fluide	37 cm ³
	Masse totale de Gd	0.426 kg
	Longueur / Largeur / Hauteur (mm)	150/40/15
	Matériau à EMC	Gadolinium
	ΔT direct (K)	1.4

TABLEAU III.3- Représentation et caractéristiques du bloc actif seconde génération.

III.3.3.b. Améliorations secondaires du système

Trois autres améliorations ont été apportées concernant la partie « secondaire » du prototype.

Gestion du circuit hydraulique

Afin d'assurer le cycle AMR, il est indispensable que le fluide entrant dans le régénérateur à chaque début de cycle soit à une température différente de celle du cycle précédent. Cependant, dans le prototype, le volume de fluide externe au régénérateur (dû au circuit hydraulique) était très important. Ceci était donc synonyme d'une charge thermique non négligeable, ce qui poussait la température du fluide à stagner. De ce fait, nous avons réduit le volume externe de fluide au maximum, en diminuant le diamètre et la longueur des tuyaux liant les électrovannes et les régénérateurs. De plus, nous les avons isolés à l'aide de mousse isolante.

Gestion plus précise des phases

Afin de contrôler encore plus précisément la circulation du fluide dans le régénérateur pendant les phases d'aimantation / désaimantation, nous avons modifié les capteurs de positions. Pour nos études, nous avons diminué cet angle à un maximum de 10°, en modifiant la géométrie de la pièce coupant le

faisceau infrarouge. Ceci permet une coordination encore plus rigoureuse entre les phases magnétiques et hydrauliques, à savoir une circulation du fluide uniquement lorsque le matériau actif est aimanté / désaimanté. En contre partie, la phase 2 (temps mort) est plus longue.

Mesure de température

La mesure de température n'étant pas satisfaisante, une nouvelle configuration fut envisagée. Le principe fut de mettre les thermocouples directement dans le matériau, évitant ainsi de mesurer la température de mélange fluide-matériau. Pour cela, des trous de 5 mm ont été percés dans l'épaisseur des plaques. Les thermocouples mesurent donc T_c et T_f à 0.005 m de chaque coté du régénérateur. De plus, afin de limiter les perturbations précédemment décrites dues au champ magnétique, nous avons opté pour des thermocouples gainés de type T, gamme moins sensible aux champs.

III.3.3.c. Résultats

En vue de vérifier les hypothèses précédentes, nous avons conservé le principe de fonctionnement avec un seul fourreau. En fixant les mêmes conditions de fonctionnement que pour l'essai précédent ($\dot{m} = 3 \text{ mL}\cdot\text{s}^{-1}$, $t_e=1\text{s}$, $T_i = 20^\circ\text{C}$ au lieu de 18.5°C), nous avons tracé l'évolution des températures T_c et T_f dans R1 sur la Figure III.20.

La différence de température maximale dans le régénérateur est de 8°C , au bout de $t = 800 \text{ s}$. Le régime thermique est alors établi, les températures n'évoluent plus. On peut en conclure que les solutions apportées aux problèmes énoncés précédemment sont donc validées, les performances du nouveau régénérateur étant nettement supérieures à l'ancien. De plus, les nouveaux thermocouples sont beaucoup moins perturbés par le champ magnétique, les mesures sont plus justes.

Une série de tests a confirmé la répétitivité des résultats, le ΔT obtenu pour les mêmes conditions oscillant entre 8 et 8.5°C , soit une précision de $\pm 6\%$.

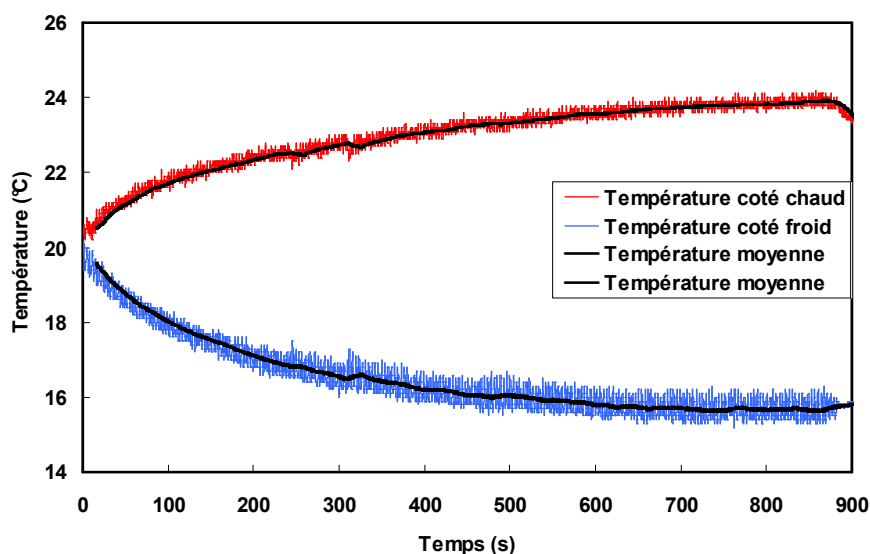


FIGURE III.20- Evolution de la température aux extrémités des plaques de gadolinium dans le régénérateur R1. Les solutions apportées ont permis d'augmenter d'environ 150% ses performances.

III.3.4. Mesure expérimentale de la puissance froide

L'une des caractéristiques d'un système de réfrigération magnétique est la puissance froide (ou chaude dans le cas de la pompe à chaleur) qu'il est capable de fournir. Bien que le cycle AMR permette d'amplifier les gradients de températures dans les régénérateurs, la puissance froide s'apparente à l'utilisation réelle du système.

III.3.4.a. Généralités sur les échangeurs

Tout système mettant en jeu des transferts de chaleurs nécessite la présence d'un échangeur. Le but d'un échangeur thermique est de transférer l'énergie d'un milieu à un autre milieu. Dans le cas de la réfrigération magnétique, l'échangeur fait la liaison entre le régénérateur et le milieu à refroidir, comme indiqué sur la Figure III.21. Plusieurs types d'échangeurs existent, nous nous focaliserons, dans le cadre du dimensionnement, sur les échangeurs à co-courant.

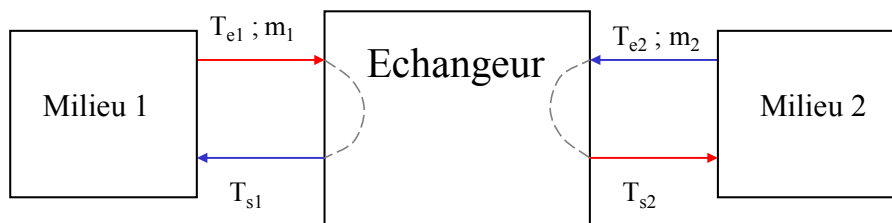


FIGURE III.21- Principe de base d'un échangeur transférant l'énergie entre deux milieux.

Avec $T_{e1,2}$ les températures d'entrée du fluide 1 et 2, $T_{s1,2}$ les températures de sortie du fluide 1 et 2, et \dot{m}_1 et \dot{m}_2 les débits massique du milieu 1 et 2, respectivement.

Dans le domaine technologique de l'échangeur, leur dimensionnement se fait via des grandeurs caractéristiques :

- Débits de capacité
- Ecart de température
- Efficacités
- Rapport des débits de capacité
- Le Nombre d'Unités de Transfert (NUT)

➤ *Le débit de capacité*

Il représente la quantité d'énergie transportée par le fluide [$W.K^{-1}$] :

$$C_1 = \dot{m}_1 c_{p1} \quad (III. 3)$$

$$C_2 = \dot{m}_2 c_{p2} \quad (III. 4)$$

➤ **Les écarts de température**

Les températures moyennes se notent :

- $T_{m1} = (T_{e1} + T_{s1})/2$ (température moyenne du fluide 1)
- $T_{m2} = (T_{e2} + T_{s2})/2$ (température moyenne du fluide 2)

Les écarts de température se notent :

- $\Delta T_1 = T_{e1} - T_{s1} (>0)$ (écart de température du fluide 1, qui cède de la chaleur)
- $\Delta T_2 = T_{s2} - T_{e2} (>0)$ (écart de température du fluide 2, qui cède de la chaleur)
- $\Delta T_a = T_{e1} - T_{e2}$ (écart de température des entrées de l'échangeur dans le cas de l'échangeur co-courant)
- $\Delta T_b = T_{s1} - T_{s2}$ (écart de température des sorties de l'échangeur)
- $\Delta T_{max} = T_{e1} - T_{e2}$ (écart maximum de température = ΔT_a dans le cas de l'échangeur co-courant)
- $\Delta T_m = T_{m1} - T_{m2}$ (écart des températures moyennes)

La température liant toutes ces valeurs, appelée *température moyenne logarithmique*, se note

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \quad (\text{III. 5})$$

Dans le cas d'un échangeur à co-courant, l'équation (III. 5) revient à :

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{e1} - T_{e2}) - (T_{s1} - T_{s2})}{\ln \left(\frac{(T_{e1} - T_{e2})}{(T_{s1} - T_{s2})} \right)} \quad (\text{III. 6})$$

➤ **L'efficacité de l'échangeur**

La puissance réelle mise en jeu dans l'échangeur peut s'écrire $P = C_1 \cdot \Delta T_1$, alors que la puissance maximale s'écrit $P_{max} = C_{min} \cdot \Delta T_{max}$.

Sachant que l'efficacité se traduit comme le rapport de la puissance réelle sur la puissance maximum du système, l'efficacité η peut s'écrire :

$$\eta = \frac{C_1 \cdot \Delta T_1}{C_{min} \cdot \Delta T_{max}} = \frac{C_2 \cdot \Delta T_2}{C_{min} \cdot \Delta T_{max}} \quad (\text{III. 7})$$

Dans le cas de la réfrigération, $C_1 < C_2$; de ce fait, $C_{min} = C_1$. L'efficacité de l'échangeur s'écrit alors :

$$\eta = \frac{C_1 \cdot \Delta T_1}{C_1 \cdot \Delta T_{\max}} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_{\max}} = \frac{(T_{e1} - T_{s1})}{(T_{e1} - T_{e2})} \quad (\text{III. 8})$$

➤ **Le rapport des débits de capacité R**

Le rapport des débits de capacités R représente le ratio de l'énergie des deux fluides parcourant l'échangeur. Il se note, dans le cas du refroidissement :

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{C_1}{C_2} \quad (\text{III. 9})$$

➤ **Le nombre d'unités de transfert (NUT)**

NUT est un nombre sans dimensions qui se définit comme le rapport des débits thermiques. L'échange d'énergie contenue dans chacun des fluides se fait par convection. Ainsi, NUT représente le ratio convection-conduction, en terme de débits :

$$NUT = \frac{hA}{C_{\min}} = \frac{C_1 \cdot \Delta T_1}{C_1 \cdot \Delta T_{ml}} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_{ml}} \quad (\text{III. 10})$$

Où A représente la surface d'échange [m^2]. A l'aide de ces grandeurs, il est possible de dimensionner un échangeur selon l'utilisation désirée.

III.3.4.b. Echangeur expérimental EI

En vue de mesurer la puissance froide délivrée par le prototype, nous avons conçu dans un premier temps un échangeur thermique noté EI . Ces travaux ont été menés avec l'aide de Nicolas Aoustin, dans le cadre de son stage de deuxième année à l'ENSE³ (Aoustin, 2010). La puissance mesurée avec EI n'est cependant pas la puissance froide fournie par le prototype. En effet, comme nous l'avons décrit ci-dessus, le rendement de l'échangeur influe sur les résultats obtenus. La mise en place expérimentale du dispositif décrit ci-dessous représente donc une puissance dite « puissance utilisateur », prenant en compte les différents rendements, etc. La puissance mesurée s'écrit donc :

$$Pf_D = Pf_R \cdot \eta_E \quad (\text{III. 11})$$

Avec Pf_D la puissance froide disponible mesurée [W], η_E le rendement de l'échangeur.

Comme nous l'avons vu dans la description du prototype, il n'est pas possible d'utiliser un échangeur avec un seul régénérateur, du fait de l'alternance de l'écoulement. Il est donc préférable d'utiliser deux ou quatre régénérateurs, afin que leurs sources froides coïncident. L'échangeur est donc situé tel qu'on peut le voir sur la Figure III.10.

Le type de l'échangeur *E1* s'est orienté vers un réservoir à refroidir. Le but de la manœuvre est de faire circuler le fluide de la source froide dans un réservoir ayant une température supérieure (Figure III.22). Pour cela, le réservoir est traversé par un serpentin en cuivre où circule le fluide froid.

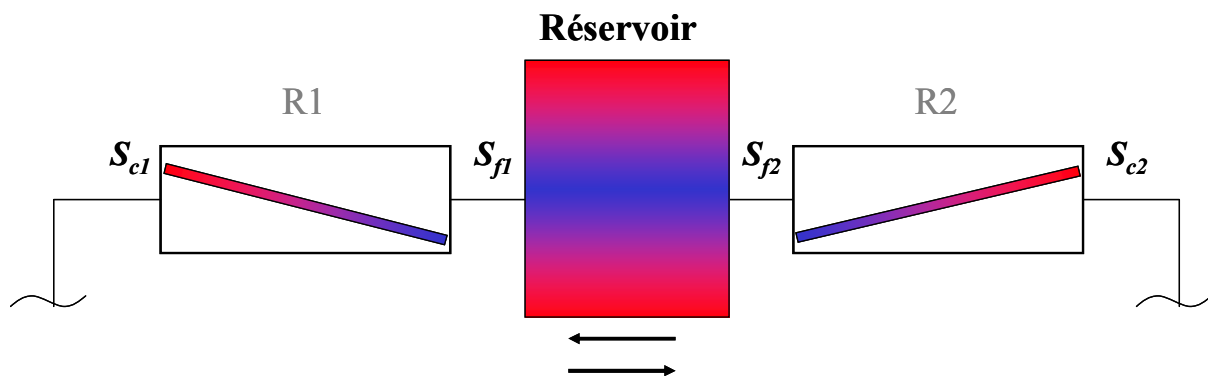


FIGURE III.22- Schéma de l'échangeur constitué d'un réservoir d'eau dans lequel circule le fluide de la source froide.

➤ Dimensionnement et réalisation de l'échangeur *E1*

Le dimensionnement de l'échangeur fut indispensable pour sa réalisation. Ne connaissant pas la puissance délivrée par le prototype, il est difficile de définir le volume d'eau à refroidir. Plusieurs conditions ont du être posées :

- Différence de température entre le réservoir à l'instant initial et la source froide : 5°C.
- Volume du serpentin où circule le fluide froid : 20 mL.
- Un coefficient d'échanges unique entre le serpentin et le réservoir.
- Ne connaissant pas l'évolution de la température du fluide T_p circulant dans le serpentin, nous avons considéré qu'elle était constante. Ceci n'est qu'une hypothèse en vue d'obtenir une estimation.

En posant un simple bilan thermique au niveau du réservoir, on peut considérer que la variation d'énergie interne du réservoir est égale à l'énergie transférée par le fluide froid. On a donc :

$$\rho \cdot c_p \cdot V_{Res} dT = K_G A_{serp} (T_p - T) dt \quad (III. 12)$$

Où V_{Res} est le volume d'eau du réservoir [m^3], K_G le coefficient d'échange global entre le réservoir et le serpentin [$W.m^{-2}K^{-1}$], A_{serp} la surface du serpentin [m^2], T_p la température de paroi égale à T_f .

En réorganisant les termes et en posant la constante thermique α définie par :

$$\alpha = \frac{\rho \cdot c_p \cdot V_{Res}}{K_G A_s} \quad (III. 13)$$

On peut écrire l'équation qui régit la température du réservoir :

$$T(t) = (T_0 - T_f) \exp\left(\frac{-t}{\alpha}\right) + T_f \quad (III. 14)$$

Où T_0 est la température à l'instant $t = 0 s$.

Les résultats ont montré que le volume du réservoir ne devait pas excéder 0.5 L, le temps de réponse pour refroidir ce volume de 25 à 20°C étant de 16 minutes.

La réalisation pratique, non sans encombres, a permis de positionner des thermocouples dans le réservoir, en entrée et en sortie du serpentin. La Figure III.23 montre une vue d'ensemble de l'échangeur.

➤ *Mise en place de l'échangeur E1*

Rappelons que l'exploitation de la puissance froide est maximale que lorsque le cycle AMR est en régime établi. Il n'a donc pas été possible de brancher directement l'échangeur entre 2 (ou 4) fourreaux, sinon toute l'énergie du régénérateur aurait été dissipée dans le réservoir. Pour éviter ceci, un système « By-pass » a été introduit pour lier les fourreaux tout en contournant l'échangeur, permettant ainsi aux cycles AMR d'amplifier le gradient dans le régénérateur (Figure III.24). Une fois le régime établi, il suffit d'ouvrir les vannes pour que le fluide traverse l'échangeur et non plus le « By-pass ».

L'exploitation de l'échangeur *E1* a montré que ce type de dispositif n'était pas approprié à nos études, particulièrement à cause du rendement de l'échangeur. Les détails seront présentés dans le Chapitre IV. Il a donc été décidé de fabriquer un second échangeur thermique, *E2*.



FIGURE III.23- *Vue détaillée du serpentin en cuivre et vue d'ensemble de l'échangeur connecté au prototype.*

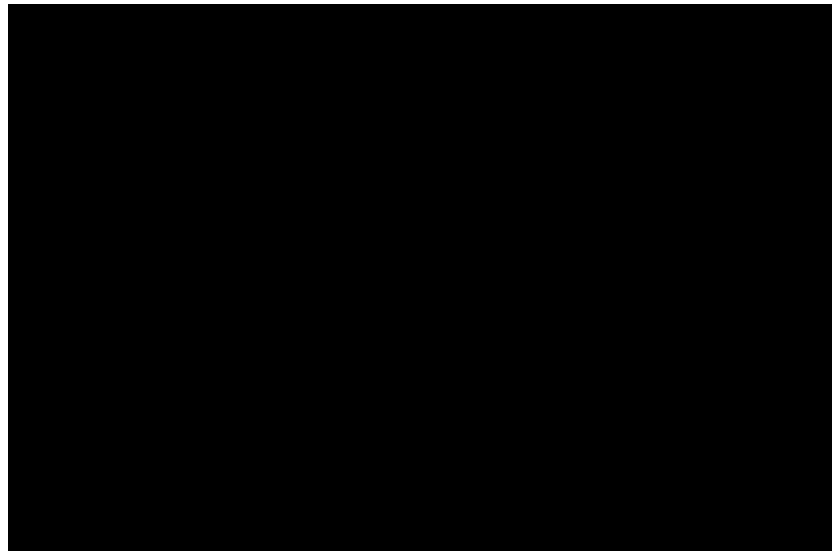


FIGURE III.24- *Schéma de l'ensemble du système de RM. L'échangeur est situé entre les régénérateurs. La source froide est représentée par le By-pass.*

III.3.4.c. Echangeur expérimental *E2*

L'échangeur *E1* ne permettait de mesurer que la puissance utilisateur du système (après échangeur). L'échangeur *E2* permet de mesurer directement la puissance froide fournie Pf_R , à savoir la puissance délivrée par le régénérateur. Pour cela, le choix du dispositif s'est orienté vers l'utilisation d'un échangeur parfait, dont l'efficacité est de 1. Ainsi, nous avons opté pour une technique utilisée également par Russek *et al.* (2010) qui consiste à imposer une puissance à la source froide, par le biais d'énergie d'électrique. Ceci simule une charge thermique équivalente à la puissance froide absorbée par l'échangeur, qui peut se traduire par la relation :

$$P_e = \frac{Pf_D}{\eta_E} = Pf_R \quad (\text{III. 15})$$

Avec P_e la puissance électrique fournie par la résistance [W].

En effet, en plaçant une résistance directement dans la source froide, l'énergie dissipée par effet joule est directement transférée au fluide. La Figure III.25 montre un schéma de l'installation. La source froide n'est alors plus constituée d'une conduite (*E1*), mais d'un petit réservoir qui se refroidit en fonction du temps.

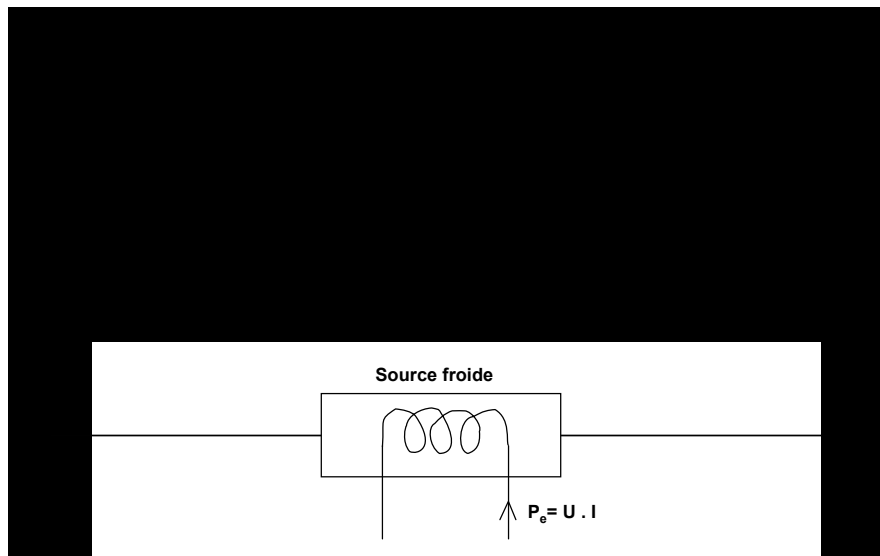


FIGURE III.25- Schéma de l'ensemble du système de RM. L'échangeur est situé entre les régénérateurs. La charge thermique imposée à la source froide est assurée par une résistance.

➤ **Dimensionnement et réalisation de l'échangeur E2**

Le dimensionnement de l'échangeur est très simple. En convoitant une puissance maximale de 50W, il suffit d'appliquer la loi de l'effet Joule, à savoir :

$$P_e = RI^2 \quad (\text{III. 16})$$

Avec I l'intensité du courant [A], R la résistance du fil [Ω].

Un critère expérimental a limité l'intensité à 5 A, ce qui donne une résistance du fil de Tungstène de 2 Ohms. Nous avons mesuré expérimentalement la résistance de divers fils sur différentes longueurs, et nous avons opté pour une résistance en fil de Tungstène¹. Ce fil a ensuite été inséré dans le réservoir d'eau. L'étanchéité est assurée via une colle spéciale.

En entrée et sortie du réservoir, nous avons mis en place des petits bouchons avec quatre rainures en forme de croix, dans lesquelles circule le fluide. Ceci assure un bon mélange et donc une bonne homogénéisation de la température du fluide. Cependant, les pertes de charges sont plus conséquentes.

Le volume du réservoir a été fixé à 30 mL. Ceci permet de faire circuler la totalité du volume lors de l'utilisation avec quatre fourreaux, et s'assurer que la puissance émise par effet joule se dissipe correctement et entièrement dans le fluide.

La Figure III.26 présente une vue d'ensemble de l'échangeur E2. Comme nous le verrons dans le Chapitre IV, ce système est plus approprié à notre étude.



FIGURE III.26- Vue détaillée et d'ensemble de l'échangeur E2

¹ A noter que la valeur de la résistance du fil a été mesuré après immersion dans le réservoir, afin de voir si la résistivité avait changé. Cela n'était pas le cas.

III.4. Conclusion

Deux types d'outils expérimentaux ont été présentés. L'un, système complet de réfrigération magnétique, nous a permis d'acquérir une expérience pragmatique dans le domaine. Sa conception initiale a dévoilé de nombreux problèmes, tant magnétique que mécanique, auxquels il a fallu remédier. Les problèmes fluidiques et thermiques principalement au niveau des blocs actifs ont été étudiés par nos soins. Les résultats ont pu être nettement améliorés par l'apport de solutions techniques au niveau des régénérateurs et de la partie hydraulique de la machine. A ce stade de développement, le prototype n'est pas encore un système complet de réfrigération magnétique (avec enceinte à refroidir, échangeurs adimensionnés, etc.), comme initialement prévu. Cependant, la fiabilité des résultats nous a montré qu'il pouvait être utilisé dans le cadre de l'étude du comportement thermique de régénérateurs, comme nous le verrons dans le chapitre IV.

En parallèle du développement du prototype, le projet DEMC a été réalisé. Il s'agissait de réaliser un dispositif capable de tester d'autres types de régénérateur (géométrie, nature des matériaux), et d'en étudier le comportement thermique. Sa polyvalence et sa simplicité permettent de configurer les paramètres de fonctionnement tels que la forme du cycle magnétique, le volume de fluide, la fréquence du cycle hydraulique, etc. La dernière génération de support permet d'adapter plusieurs types de régénérateurs PPP, sans passer par de lourdes manipulations. Les premières performances obtenues, déjà très prometteuses, ont considérablement été augmentées par l'apport d'une nouvelle conception des régénérateurs, expérience acquise lors du développement du prototype.

Bibliographie

- III.1. Allab F. 2008, Etude et conception d'un dispositif de réfrigération magnétique basé sur l'effet magneto-calorique géant. *Thèse*, Grenoble INP, G2Elab.
- III.2. Aoustin N. 2010, Modélisation et caractérisation d'un prototype de réfrigération magnétique, *Stage de 2^oannée, ENSE³*, Grenoble INP, G2Elab
- III.3. Boucekara H. 2008, Recherche sur les systèmes de réfrigération magnétique. Modélisation numérique, conception et optimisation. *Thèse*, Grenoble INP, G2Elab.
- III.4. Boucekara H, Yonnet J.P, Lebouc A. 2009, Torque compensation system based on permanent magnet. *Sensor Letters*, vol.7 : 492-496(5)
- III.5. Boucekara H, Kedous-Lebouc A, Dupuis C, Yonnet J.P. 2009. Electromagnetic analysis of a multipole field source for a magnetic refrigeration system, *Third International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR: 401-407
- III.6. Clot P, Viallet D, Allab F, Kedous-Lebouc A, Fournier J.M, Yonnet J.P. 2003, A magnet-based device for active magnetic regenerative refrigeration. *IEEE Transactions on Magnetics*, 39(5):3349-3351, 2003.
- III.7. Dupuis C. 2009, Matériaux à effet magnéto-calorique géant et systèmes de réfrigération magnétique. *Thèse*, Grenoble INP, G2elab-Institut Neel.
- III.8 Ronchetto D. 2008, Réfrigération magnétique : prototypage et asservissement moteurs. *Thèse de Lauréat*, Grenoble INP, G2Elab
- III.9. Russek S, Auringer J, Boeder A, Chell J, Jacobs S, Zimm C. 2010, The performance of a rotary magnet magnetic refrigerator with layered beds, *Thermag IV: Fourth International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR.

CHAPITRE ID

ETUDES DU COMPORTEMENT THERMIQUE DE DIFFERENTS REGENERATEURS.

SOMMAIRE

IV.1. INTRODUCTION	116
IV.2. ETUDE THEORIQUE ET PARAMETRES ASSOCIES AU COMPORTEMENT THERMIQUE D'UN REGENERATEUR	116
IV.2.1. Paramètres associés au ΔT	116
IV.2.2. Paramètres associés à la puissance froide	118
IV.2.3. Adimensionnement des paramètres.....	122
IV.3. ETUDE EXPERIMENTALE DU COMPORTEMENT THERMIQUE DE REGENERATEURS DU TYPE PPP	126
IV.3.1. Etude expérimentale détaillée d'un régénérateur : R1	126
IV.3.2. Etude et comparaison expérimentales de trois régénérateurs R1, R2, R3	133
IV.3.3. Etude expérimentale du fonctionnement à 2/4 régénérateurs.....	139
IV.3.4. Etude expérimentale de la puissance froide	143
IV.3.5. Etude expérimentale de l'influence de la température initiale	148
IV.4. ETUDE NUMERIQUE DU COMPORTEMENT THERMIQUE DE REGENERATEURS DU TYPE PPP ET COMPARAISON A L'EXPERIMENTATION	149
IV.4.1. Application du modèle numérique : Prototype.....	149
IV.4.2. Comparaison des résultats numérique et expérimentaux : R1, R2, R3	154
IV.4.3. Application du modèle numérique dans le cas du DEMC	159
IV.4.4. Influence du temps t_{ma}	161
IV.5. CONCLUSION.....	163
BIBLIOGRAPHIE	165

Résumé : Ce chapitre présente l'utilisation des outils expérimentaux et numériques développés précédemment. L'étude expérimentale a permis de déterminer les conditions de fonctionnement optimales pour les régénérateurs du type PPP, et d'ensuite les comparer aux résultats obtenus par simulation numérique. Cette comparaison a permis d'identifier les faiblesses des régénérateurs testés ainsi que celles du modèle numérique. Le DEMC n'a pu cependant être utilisé que partiellement, faute de matériau à disposition.

IV.1. Introduction

Les outils numériques et expérimentaux présentés dans les chapitres précédents ont été utilisés pour étudier et analyser le comportement thermique de plusieurs régénérateurs du type PPP. L'intérêt de ce chapitre est de comprendre comment certains paramètres influent thermiquement sur un système de réfrigération magnétique. Cela permet par la suite d'établir un cahier des charges définissant les conditions de fonctionnement pour une utilisation optimale. Ce chapitre traite de l'influence de ces paramètres, positive ou négative, sur le comportement des régénérateurs. Le travail d'observation et d'analyse présenté ci-dessous repose essentiellement sur les régénérateurs du prototype, qui ont montré une grande fiabilité dans la répétitivité des mesures. Le DEMC, dédié pour étudier d'autres types de régénérateurs, n'était opérationnel qu'à la fin de 2009. De ce fait, son utilisation fut limitée à quelques séries d'essais, pour des empilements de plaques planes parallèles. Les résultats obtenus avec seront donc directement comparés aux résultats numériques.

Le travail présenté est principalement consacré aux performances en terme d'écart de température dans les régénérateurs. Les manipulations concernant la puissance ont été très brèves, il a donc été nécessaire d'utiliser les informations trouvées dans la littérature. De ce fait, les résultats énoncés dans ce chapitre obtenus pour la puissance des régénérateurs sont indicatifs, et ne permettent pas de tirer de conclusions quantitatives. Dans un premier temps, ils ont été testés expérimentalement, permettant ainsi d'émettre plusieurs hypothèses quant à leurs conditions de fonctionnement optimales. Dans un deuxième temps, afin de vérifier la validation de notre modèle numérique, nous avons comparé les résultats expérimentaux et ceux obtenus par simulation, pour le prototype et le DEMC. Enfin, nous verrons comment certaines applications du modèle numérique permettent d'étendre l'étude des conditions de fonctionnement des régénérateurs.

IV.2. Etude théorique et paramètres associés au comportement thermique d'un régénérateur

Le comportement des régénérateurs varie en fonction de plusieurs paramètres : thermiques, magnétiques, fluidiques, etc. Deux types de comportement thermique sont à définir : la recherche du ΔT_r , ou ΔT , maximum entre le côté chaud et froid du régénérateur (à puissance nulle), et la recherche de la puissance froide maximale disponible (ΔT_r , minimum).

IV.2.1. Paramètres associés au ΔT

Dans cette étude, nous avons étudié l'influence des paramètres dits « thermique » et « fluide ». Ceux-ci sont à la fois représentatifs de la géométrie du régénérateur, du fluide caloporteur, et des caractéristiques des cycles AMR (par exemple la fréquence d'utilisation). Trois paramètres externes au régénérateur ont été choisis : le débit du fluide caloporteur, la fréquence des cycles AMR et la porosité

du régénérateur (rapport des volumes matériau/fluide). Ceux-ci influent sur les échanges thermiques au sein du régénérateur par le biais d'autres paramètres dits « internes », comme nous le verrons par la suite (Engelbrecht *et al.*, 2009 ; Oliviera *et al.*, 2009 ; Risser *et al.*, 2009).

IV.2.1.a. Débit massique \dot{m}_f

Ce paramètre est prédominant, il représente un flux de quantité par unité de temps. Il est ainsi à l'origine de la quantité d'énergie transportable par le fluide caloporteur. En effet, le débit influe directement sur la vitesse du fluide v_f dans le régénérateur, qui caractérise les échanges thermiques. Dans le cas où cette vitesse est très faible, les couches limites hydro et thermodynamique se forment très rapidement, le coefficient d'échange est alors relativement faible et peut être considéré comme constant. Dans le cas où la vitesse est grande (écoulement turbulent), les couches limites sont plus importantes, la valeur du coefficient d'échange varie et peut ainsi bouleverser les transferts thermiques entre le fluide et le matériau, réduisant par exemple le gradient thermique dans le régénérateur. De plus, les pertes de charges linéaires, qui sont liées aux forces de frottement, augmentent considérablement, ce qui augmente le travail à fournir par la pompe et réduit le coefficient de performance.

IV.2.1.b. La fréquence f

Ce paramètre temporel est définie par $f = \frac{1}{t_c}$, où t_c est la période d'un cycle, durée pendant laquelle le fluide caloporteur échange avec le régénérateur. Elle influe, avec le débit, sur le volume transitant et joue donc un rôle fondamental sur les performances du système.

IV.2.1.c. Le volume V_f / porosité du régénérateur ε

La porosité représente le ratio entre le volume de vide (donc de fluide) et le volume total du régénérateur (matériau + fluide). Dans nos cas d'études, les régénérateurs étant du type empilement de plaques planes parallèle, la porosité peut être reliée à deux paramètres : l'épaisseur des plaques et leur espacement.

- L'épaisseur des plaques e_p : Ce paramètre caractérise le volume de matériau présent dans le régénérateur, assimilable à la quantité d'énergie disponible dans le système. L'épaisseur doit être optimale pour les échanges thermiques. Par exemple, si elle est trop importante, du fait de la faible conductivité thermique du gadolinium, l'énergie au sein d'une plaque peut ne pas être transférée au fluide. A l'inverse, un débit ou volume de fluide trop important par rapport à la masse de matériau peut être néfaste aux performances du régénérateur.

- L'épaisseur du fluide entre les plaques (ou espace entre plaques) e_f : ce paramètre caractérise le volume d'eau du fluide caloporteur capable d'emmagasiner et de véhiculer la quantité d'énergie délivrée par le matériau.

Comme on peut le constater, tous ces paramètres sont liés les uns aux autres. En pratique, seuls le débit, la fréquence et la géométrie sont facilement paramétrables, les autres paramètres sont internes au régénérateur (Figure IV. 1).

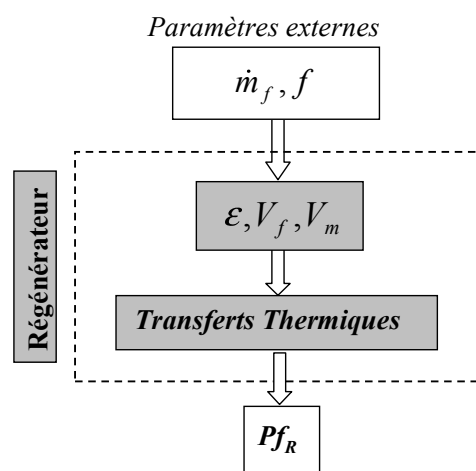


FIGURE IV. 1- Schématisation des paramètres d'entrée et paramètres résultants dans le régénérateur.

IV.2.2. Paramètres associés à la puissance froide

IV.2.2.a. Généralités

Il est important de distinguer les termes de puissance. Il y a la puissance disponible Pf_i (équation I.7) dans le matériau, la puissance absorbée par le fluide Pf_R , équivalente à la puissance froide (ou chaude) fournie par le régénérateur, et enfin la puissance d'utilisation Pf_D .

Au niveau du bloc actif, rappelons que la puissance disponible dans le matériau n'est pas entièrement absorbée par le fluide. Une partie de l'énergie est utilisée pour maintenir le gradient thermique, une autre est absorbée par le fluide caloporteur. Les échanges thermiques influent fortement sur le rapport des puissances qui peut être défini par :

$$\eta_R = \frac{Pf_R}{Pf_i} \quad (\text{IV. 1})$$

Où η_R est l'efficacité de « l'échangeur fluide-régénérateur » (égal à 1 en cycle direct).

Comme rappelé dans le Chapitre I, lorsque le gradient thermique se forme dans le régénérateur, toute l'énergie mise en jeu est utilisée pour l'amplifier. De ce fait, la température du fluide coté froid T_f sortant pendant cette phase est la même que la température d'entrée à l'étape suivante : il n'y a pas eu d'échanges thermique avec un autre milieu, la source est à la température $T_{Sf} = T_f$.

Pendant l'écoulement, en régime établi, le fluide sort à la température du coté froid $T = T_f$ et rentre à l'étape suivante dans le régénérateur à la température $T_f + \Delta T$, généralement égale à la température de la source froide T_{Sf} . Celle-ci a donc absorbée une certaine quantité d'énergie en provenance de l'extérieur, via un échangeur thermique, dispositif décrit en détails ci-dessous. De ce fait, le milieu à refroidir (habitable de voiture, enceinte frigorifique) voit sa température diminuer au fil des cycles AMR. Considérons que la source froide est liée au milieu extérieur via un échangeur parfait, c'est-à-dire que toute l'énergie transportée par le fluide est égale à l'énergie absorbée par l'échangeur. Dans ce cas là, la puissance délivrée par le régénérateur est égale à la puissance absorbée par le milieu à refroidir. On a alors :

$$Pf_D = \dot{m}_{fE} \cdot c_p \cdot (T_{Ef,2} - T_{Ef,1}) \quad (IV. 2)$$

$$Pf_R = Pf_D = \dot{m}_f \cdot c_p \cdot (T_{Sf} - T_f) \quad (IV. 3)$$

Avec Pf_D la puissance échangée par le fluide de l'échangeur, $T_{Ef,1,2}$ les températures d'entrée et de sortie de l'échangeur ; Pf_R la puissance absorbée par le fluide, T_{Sf} et T_f les températures de la source froide et du régénérateur coté froid, respectivement, comme indiqué sur la Figure IV. 2.

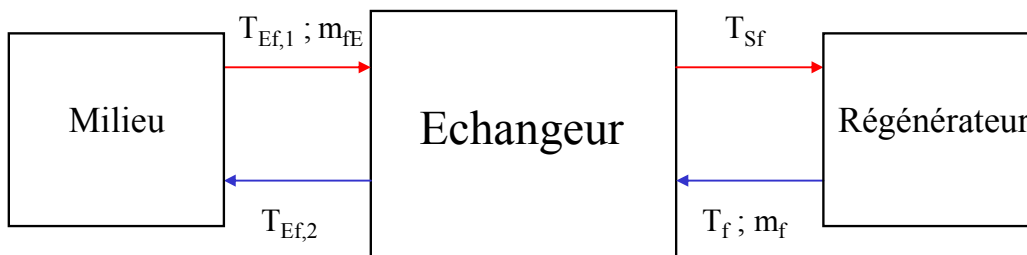


FIGURE IV. 2- Principe de base d'un échangeur transférant l'énergie du système RM à un autre milieu à refroidir.

IV.2.2.b. Caractérisation de la puissance froide

Afin d'estimer la puissance froide disponible en sortie du régénérateur, deux cas de figure sont à prendre en compte : une température de sortie du régénérateur T_f constante (souvent le cas dans l'industrie), ou une température de sortie variable.

➤ Température T_f constante

Cette condition se retrouve souvent dans les cas classiques industriels des calculs de puissance (souvent associé au milieu nucléaire), la température du fluide en sortie du régénérateur T_{sf} (ou en entrée de l'échangeur) est considérée comme constante, comme on peut le voir sur la Figure IV. 3. Le fluide entre ensuite dans l'échangeur où il absorbe une certaine quantité d'énergie, et ressort à la température de la source froide T_{sf} .

De ce fait, la puissance du régénérateur se calcule par la relation :

$$Pf_R = \dot{m}_f \cdot c_p \cdot (T_{sf} - T_f) \quad (IV. 4)$$

Cette puissance, qui dépend uniquement du débit et de la valeur de l'EMC du matériau, est théorique car la température en sortie du régénérateur ne reste jamais constante.

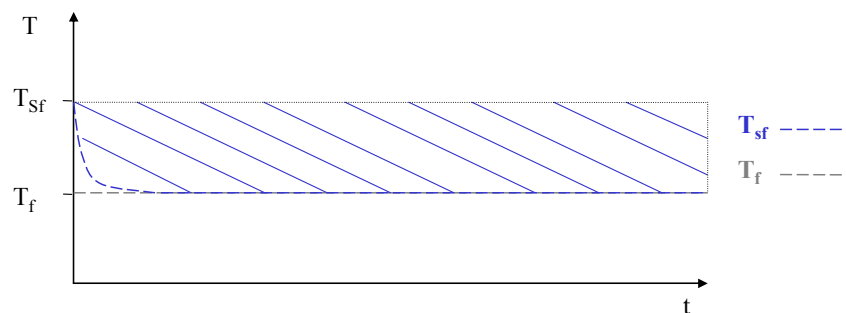


FIGURE IV. 3- Représentation de l'évolution de la température en sortie T_{sf} d'un régénérateur, en fonction du temps. La température du côté froid du régénérateur impose la température du fluide, elle reste donc constante.

➤ Température T_f variable (cas réel)

La température du fluide T_{sf} évolue avec celle du régénérateur T_f qui dans ce cas n'est pas constante au cours du temps, comme le montre la Figure IV. 4. La zone hachurée en bleu représente la différence de température liée à la puissance froide délivrée par le régénérateur. Ainsi, pour un certain temps t , la température en sortie du régénérateur est plus faible que la température de source T_{sf} , il y a alors un stockage de la puissance froide. Si le temps d'écoulement est trop important, la température du fluide en sortie de régénérateur est plus importante que la température de la source froide, il y a alors un stockage de puissance chaude, la source se réchauffe. La fréquence des cycles est donc très distinctement influente sur la puissance froide d'un système de RM.

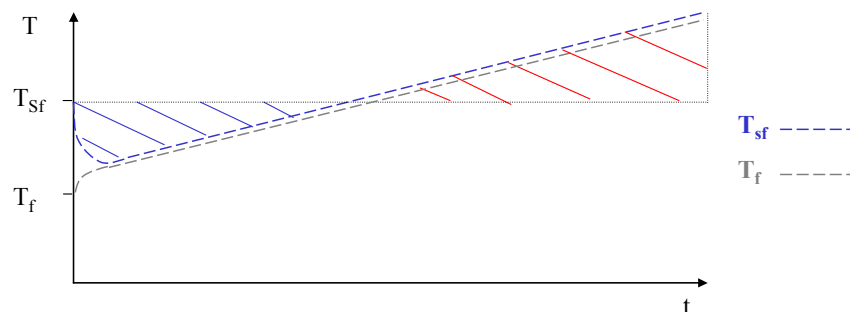


FIGURE IV. 4- Représentation de l'évolution de la température en sortie d'un régénérateur, en fonction du temps. Les températures du côté froid du régénérateur et du fluide évoluent similairement. Si une trop grande quantité de fluide en provenance de la source chaude circule dans le régénérateur, la température du fluide qui sort du régénérateur devient supérieure à celle de la source froide, ayant pour conséquence son réchauffement.

Mathématiquement, la puissance froide absorbée par le fluide s'écrit :

$$Pf_R = \frac{1}{t_c} Pf_{R-i} = \frac{1}{t_c} \int_0^{t_e} \dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot (T_{sf} - T_f(t)) dt \quad (IV. 5)$$

Où t_c est la durée d'un cycle.

Comme on peut le voir sur la Figure IV. 5 (mesures réalisées par Russek *et al.*, (2010)), la puissance est minimale pour un ΔT maximal. En effet, toute l'énergie du régénérateur est utilisée pour maintenir le gradient de température. Inversement, lorsque la puissance absorbée augmente, le ΔT décroît car il n'y a pas assez d'énergie disponible pour garder le gradient constant. Enfin, lorsque celui-ci est nul (cycle direct), l'intégralité de l'énergie fournie par le matériau à EMC est alors transférée sous forme de puissance, celle-ci est donc maximale.

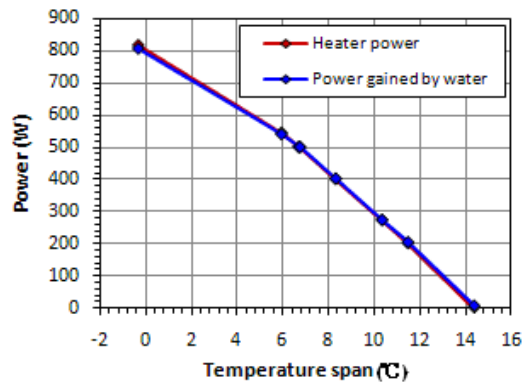


FIGURE IV. 5- Mesure expérimentale de la puissance froide en fonction de l'écart de température dans un régénérateur (Russek et al., 2010)

Les paramètres qui influent sur la puissance froide sont donc les mêmes que ceux qui influent sur l'écart de température.

IV.2.3. Adimensionnement des paramètres

Afin d'étudier l'influence des paramètres décrits précédemment, il est possible d'introduire des termes adimensionnels caractéristiques des performances d'un régénérateur. Ceux-ci permettent au thermicien d'en exploiter pleinement ses capacités. Trois paramètres adimensionnels ont été définis, le facteur *Volume*, le facteur *Utilisation*, et le *NUT*.

IV.2.3.a. Facteur volume : ratio des volumes de fluide

Il est possible de lier les volumes de fluide via un ratio, noté V^* , exprimant la quantité de fluide qui circule dans un régénérateur par rapport au volume total de fluide qu'il contient. Il est donc dépendant de la porosité. En exprimant le volume de fluide en fonction de la porosité et de la fréquence, ce ratio s'écrit :

$$V^* = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f \cdot V_r \cdot \varepsilon \cdot 2f} \quad (\text{IV. 6})$$

Avec V_r le volume du régénérateur ($V_r = V_f + V_s$)

Quantitativement, V^* représente le volume de fluide déplacé dans le régénérateur. Par exemple, pour $V^* = 1$, 100% du fluide contenu dans le régénérateur est renouvelé. Pour $V^* < 1$, une partie du fluide n'en sort pas. Lorsque ce ratio est faible, il n'y a qu'une faible quantité de fluide qui entre dans l'échangeur froid, la puissance froide est donc faible.

Lorsque le ratio augmente, le volume déplacé est plus important, la puissance augmente. Mais, si le volume est trop important par rapport à la capacité énergétique du régénérateur, le fluide en provenance de la source chaude n'a pas le temps de se refroidir et peut réchauffer la source froide, comme nous l'avons vu sur la Figure IV. 4. Il existe donc un ratio V^* optimal pour obtenir une puissance maximale, comme le montre la Figure IV. 6 (Tusek *et al.* 2010).

Lorsque plusieurs régénérateurs sont comparés, ce ratio n'est pas pertinent, étant donné qu'il est lié à la porosité. Oliviera *et al.* (2009) avait utilisé ce type d'études pour définir l'épaisseur de fluide optimale dans plusieurs régénérateurs à plaques. Dans son cas, c'est également le notre (comparaison de plusieurs régénérateurs), il est préférable de comparer les résultats par rapport à un même volume total déplacé V .

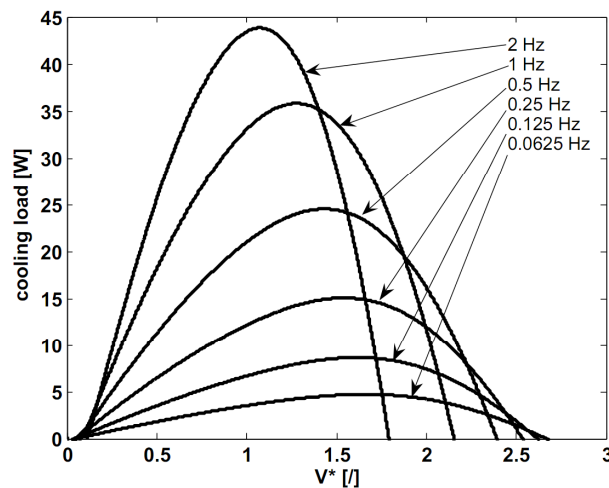


FIGURE IV. 6- Puissance froide à 3K d'écart de température en fonction du ratio de volume déplacé V^* , pour différentes fréquences (Tusek *et al.*, 2010).

IV.2.3.b. Facteur Utilisation : ratio des capacités thermiques / ratio énergétique

Dans la même optique que pour V^* , on peut définir le facteur *Utilisation* U , qui décrit le rapport des quantités d'énergie stockées dans le fluide et le matériau. Il s'écrit de la façon suivante :

$$U = \frac{m_f \cdot c_{pf}}{m_s \cdot c_{ps}} \quad (\text{IV. 7})$$

Où m_s et m_f sont respectivement les masses de matériau et de fluide. En introduisant les paramètres définis précédemment, l'équation (IV. 7) devient :

$$U = \frac{\dot{m}_f \cdot c_{pf}}{2 \cdot f \cdot \rho_s \cdot (1 - \varepsilon) V_r \cdot c_{ps}} = K \cdot \frac{\dot{m}_f}{f} \quad (\text{IV. 8})$$

Avec K une constante dépendante de la géométrie du régénérateur. Le facteur U permet ainsi de déterminer le rapport optimal des quantités d'énergie disponibles dans le fluide et le matériau nécessaire pour atteindre les meilleures performances du régénérateur.

Dans la pratique, il est souvent utilisé pour déterminer la quantité de puissance froide disponible dans un système RM. D'après la littérature (Trevizoli *et al.*, 2010, Tagliafico *et al.*, 2010), lorsque U augmente, la puissance froide augmente également, comme le montre la courbe expérimentale de la Figure IV. 7. Cependant, il existe un optimal à respecter, spécifique à chaque régénérateur, car un débit trop important ou trop faible réduira considérablement les performances (Aprea *and* Maiorino, 2010), comme le montre la Figure IV. 8.

Selon les régénérateurs étudiés dans la littérature (variations de la masse de matériau, porosité), l'optimal d'utilisation est compris entre 1 et 2.5. Sur la Figure IV. 8, cet optimal se situe aux alentours de 1, valeur qui varie suivant un autre facteur directement lié à U , le nombre d'unité de transferts.

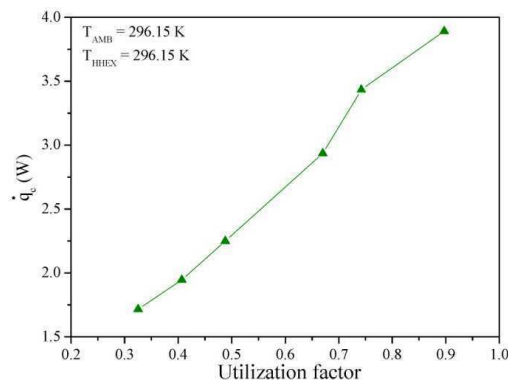


FIGURE IV. 7- Puissance froide en fonction du facteur utilisation U (Trevizoli *et al.*, 2010)

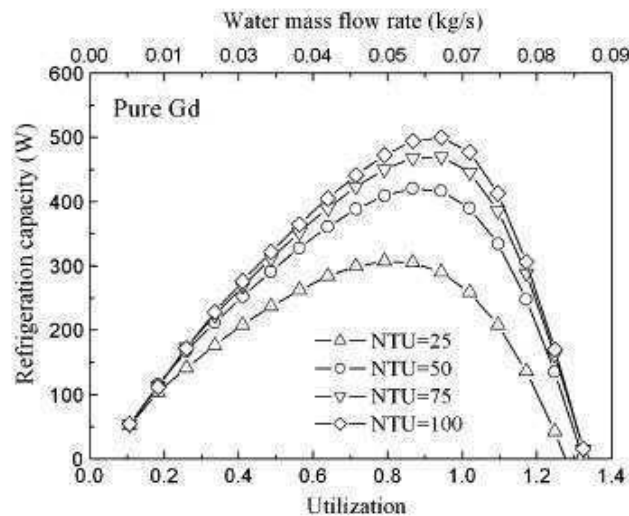


FIGURE IV. 8- Puissance de réfrigération en fonction du facteur Utilisation et du débit, à différentes valeurs de NUT. (Li *et al.*, 2006)

IV.2.3.c. Nombre d'unité de transferts : NUT

Comme nous l'avons défini dans le Chapitre III, le nombre d'unités de transferts NUT représente le rapport des débits thermiques. Il prend en compte la convection et la conduction dans le fluide. Ce paramètre est bien adapté pour étudier l'influence de la porosité d'un régénérateur, en particulier pour celle de l'épaisseur de fluide entre les plaques.

$$NUT = \frac{hA}{C_{\min}} = \frac{hA}{\dot{m} \cdot c_{pf}} \quad (\text{IV. 9})$$

Prenons un exemple de calcul du NUT . Pour un débit fixé à 3 mL.s^{-1} , un simple calcul du coefficient d'échange thermique h en utilisant la relation II.13 avec $Nu = 8.24$, donne :

- $h(\text{R1}) = 4920 \text{ W.m}^2\text{K}^{-1}$; $NUT = 43$
- $h(\text{R2}) = 8200 \text{ W.m}^2\text{K}^{-1}$; $NUT = 80$
- $h(\text{R3}) = 8200 \text{ W.m}^2\text{K}^{-1}$; $NUT = 46$

La valeur de NUT du régénérateur R2 est plus élevée que celle de R1 car son coefficient d'échanges h est supérieur ; plus élevée que celle de R3 car sa surface d'échange est supérieure.

Par simulation, et dans les mêmes conditions, le calcul de h (par la relation II.43) donne :

- $h(\text{R1})_{\text{simu}} = 5007 \text{ W.m}^2\text{K}^{-1}$; $NUT = 44$
- $h(\text{R2})_{\text{simu}} = 9409 \text{ W.m}^2\text{K}^{-1}$; $NUT = 94$
- $h(\text{R3})_{\text{simu}} = 9427 \text{ W.m}^2\text{K}^{-1}$; $NUT = 54$

Les résultats sont du même ordre de grandeur. La différence peut s'expliquer par un coefficient d'échange non constant le long du régénérateur, pris en compte dans les calculs numériques.

A géométrie donnée, en terme de ΔT , un NUT élevé correspond à un débit faible, ce qui augmente les performances des régénérateurs. Ceci s'explique par le fait que l'énergie du matériau est suffisamment transmise au fluide par un fort coefficient d'échange convectif.

En terme de puissance froide, le NUT étant lié à U via le débit, il existe un optimal à respecter, comme le montre la Figure IV. 8. Cet optimal sera la encore variable, suivant la valeur du débit de fluide et de la fréquence.

IV.3. Etude expérimentale du comportement thermique de régénérateurs du type PPP

Initialement, pour observer, étudier et comprendre les paramètres qui composent les cycles AMR, un seul régénérateur a été étudié. Ses performances ont été évaluées sous différentes conditions de fonctionnement, ce qui a permis d'en déduire leurs influences. L'étude s'est poursuivie avec l'étude et la comparaison de plusieurs autres régénérateurs, pour enfin établir des conclusions quant à la géométrie et au fonctionnement optimal d'un régénérateur.

IV.3.1. Etude expérimentale détaillée d'un régénérateur : R1

IV.3.1.a. Résultats expérimentaux obtenus

Les mesures faites avec le prototype nous permettent de tracer l'évolution en fonction du temps de trois grandeurs :

- la température à chacune des extrémités du régénérateur (coté chaud T_c , coté froid T_f)
- l'écart de température ΔT correspondant à différences des deux grandeurs précédentes.
- le débit volumique d_f directement exprimé en mL.s^{-1} .

Par exemple, la Figure IV. 9 montre trois graphiques, obtenus expérimentalement. Dans cet exemple, le gradient maximal de 8 °C est atteint au bout de $t = 700$ s (ou $N = 200$ cycles) pour un débit de 3 mL.s^{-1} .

Sur la Figure IV. 9.a, quatre températures sont reportées. En effet, afin d'observer la répartition de la température dans le régénérateur suivant sa largeur, quatre thermocouples ont été placés sur deux plaques différentes, deux du coté chaud et deux du coté froid. On constate que les températures évoluent de manière analogue. La Figure IV. 9.b donne l'écart de température ΔT obtenu. On observe quelques sauts du ΔT à $t = 400$ s, $t = 550$ s et $t = 750$ s, qui sont dus à un problème mécanique. En effet, il arrive au moteur de « rater » un arrêt face au régénérateur. De ce fait, pendant un court instant, la période du cycle AMR devient deux fois plus longue. Lorsque le débit est faible, les conséquences sont modestes. Par contre, à fort débit, ceci engendre une diminution de la différence de température car on a une circulation trop importante de fluide dans le régénérateur.

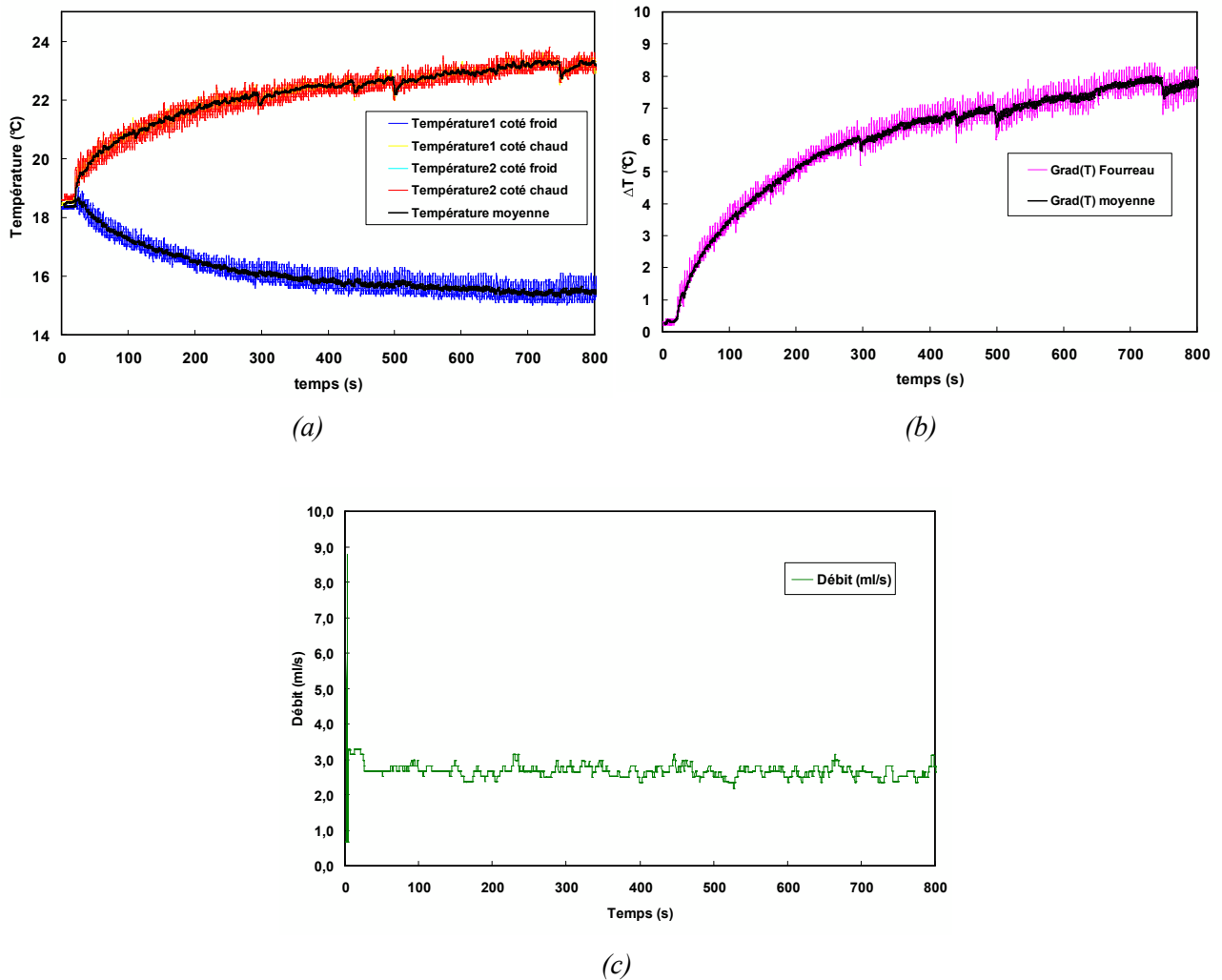


FIGURE IV. 9- Exemples de résultats expérimentaux obtenus ($d_f = 3 \text{ mL}\cdot\text{s}^{-1}$, $f = 0.5 \text{ Hz}$, $T_i = 18.5^\circ\text{C}$) ; (a) évolution des températures aux extrémités du régénérateur ; (b) évolution du ΔT correspondant ; (c) évolution du débit.

IV.3.1.b. Comportement thermique d'un régénérateur

Comme mentionné précédemment, nous avons fait varier uniquement le débit et la fréquence en considérant les valeurs suivantes :

- d_f : 3 / 6 / 10 $\text{mL}\cdot\text{s}^{-1}$

- f : 0.66 / 0.5 / 0.25 / 0.166 / 0.125 / 0.1 / 0.087 Hz

La limite basse du débit est une limite pratique (pompe). La limite haute de la fréquence est liée à la fiabilité mécanique du moteur.

Afin d'étudier ces paramètres, il est nécessaire de définir les valeurs des coefficients précédemment introduits : K , U , V^* . Ces valeurs sont indiquées dans les Tableau IV. 1, Tableau IV. 2 et Tableau IV. 3, respectivement.

Paramètres régénérateur R1						Constante
S_s (mm ²)	S_f (mm ²)	L (mm)	V_s (mm ³)	V_f (mm ³)	ϵ	K (kg ⁻¹)
360	210	150	54000	31500	0.37	0.021

TABLEAU IV. 1- Caractéristiques du régénérateur R1 et constante K associée.

Débit (mL.s ⁻¹)	Fréquence (Hz)						
	0.66	0.5	0.25	0.166	0.125	0.1	0.087
3	0.1	0.13	0.26	0.38	0.51	0.63	0.77
6	0.19	0.26	0.51	0.77	1	1.28	1.54
10	0.32	0.43	0.85	1.28	1.7	2.13	2.56

TABLEAU IV. 2- Valeurs de U en fonction du débit et de la fréquence.

Débit (mL.s ⁻¹)	Fréquence (Hz)						
	0.66	0.5	0.25	0.166	0.125	0.1	0.087
3	0.07	0.1	0.19	0.29	0.38	0.48	0.57
6	0.14	0.19	0.38	0.57	0.76	0.95	1.14
10	0.24	0.32	0.63	0.95	1.27	1.59	1.9

TABLEAU IV. 3- Valeurs de V^* en fonction du débit et de la fréquence.

IV.3.1.c. Influence de U , V^* et NUT sur l'écart de température ΔT

Avant d'utiliser les nombres adimensionnels pour décrire les conditions optimales de fonctionnement du régénérateur, il semble important d'étudier l'influence des paramètres externes (débit-fréquence) sur le comportement thermique du bloc actif.

➤ Influence du débit et de la fréquence

Généralement, il existe un débit optimal pour lequel l'écart de température est maximal. La Figure IV. 10.a montre que, quelque soit la fréquence, le ΔT maximum est obtenu pour un débit de 3 mL.s⁻¹. Il est à noter que les valeurs en dessous de 3 mL.s⁻¹ ne sont actuellement pas accessibles par l'expérience et ont donc été extrapolées. Les mesures à faible fréquence ont peut être un débit optimal plus faible.

Ceci sera vérifié par simulations. Egalement sur la Figure IV. 10, on voit que l'écart de température augmente avec la fréquence. A partir de $f = 0.5$ Hz, l'évolution du ΔT est plus lente. On constate que plus la fréquence est importante, plus grand est le ΔT . L'existence d'un débit optimal est également vérifiée.

L'influence simultanée de ces deux paramètres peut s'expliquer par la valeur du volume de fluide dans le régénérateur. Globalement, moins le volume de fluide est important, meilleur est le ΔT .

Discussions des résultats : Ce dernier paramètre n'est pas évident à isoler, car son effet sur les performances change suivant la porosité du régénérateur. Il est possible cependant de définir deux cas :

➤ *Faible volume déplacé dans le régénérateur :*

Lorsque le débit est faible, à haute fréquence, le volume de fluide déplacé est faible. Le fluide est alors soumis à de faibles variations de température. En effet, prenons l'exemple d'un gradient de 10 K le long d'une plaque de longueur 10 cm. Si seulement 20% du fluide contenu dans le régénérateur est déplacé, alors chaque portion de fluide voit sa température augmenter ou diminuer de +/- 2 K entre les déplacements.

Le circuit hydraulique qui lie les régénérateurs au jeu d'électrovannes est soumis à de fortes pertes thermiques (rayonnement, conduction, chaleur dégagée par les électrovannes, etc.). A faible volume déplacé, il n'y a qu'une petite portion de fluide qui est en contact avec ce circuit hydraulique, il y a donc moins de fluide soumis aux pertes avec le milieu ambiant, d'où de meilleures performances.

➤ *Fort volume déplacé dans le régénérateur*

Lorsque le volume déplacé est important, le fluide voit sa température varier tout au long de son passage dans le bloc actif. Ainsi, dans l'exemple décrit ci-dessus, la température du fluide subit une variation de l'ordre de 10 K. Les limites de capacités thermiques peuvent rapidement être atteintes.

De plus, lorsque le débit augmente, la vitesse et le volume augmentent aussi, les échanges thermiques sont plus importants. Un volume déplacé important implique une plus grande quantité d'énergie prélevée au régénérateur. Cette énergie, étant initialement destinée à conserver le gradient dans le matériau, est alors « absorbée » par le fluide pour être transformée en puissance. L'effet direct est une diminution du gradient ΔT . Ceci explique pourquoi la fréquence, qui fait varier le volume le ratio V^ , influe également sur les performances du système. A faible fréquence, la quantité de fluide déplacée dans le régénérateur est importante, le ΔT se réduit. Ceci confirme donc l'hypothèse avancée précédemment, il existe un débit optimal en terme d'écart de température, en fonction de la fréquence d'utilisation. A grande quantité de volume déplacée, il est préférable, toujours en terme de ΔT , de travailler à faible débit et faible fréquence plutôt qu'à fort débit et haute fréquence.*

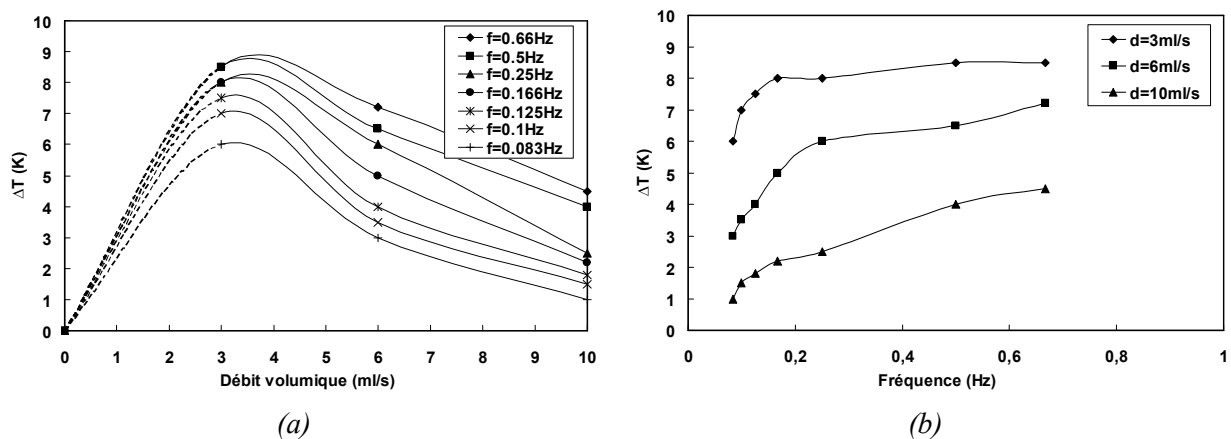


FIGURE IV. 10- Evolution du ΔT en fonction du débit volumique pour différentes fréquences fixées (a) et en fonction de la fréquence à différents débits fixés (b).

➤ Dépendance selon U et V^*

Pour définir les conditions optimales de fonctionnement d'un régénérateur, il est nécessaire de faire varier simultanément les deux paramètres décrits précédemment. La Figure IV. 11 présente l'évolution du ΔT en fonction des facteurs U ou V^* . Contrairement au débit, la valeur de la fréquence optimale change selon l'utilisation du régénérateur, comme le montre la Figure IV. 11.a. Par exemple, pour $U = 0.4$, une haute fréquence (0.66 Hz) donne un $\Delta T = 0$ K, alors qu'à faible fréquence (0.125 Hz) le ΔT est de 7 K. Ceci est à nouveau dû au débit. En effet, pour une utilisation fixée, il est beaucoup plus important à haute fréquence qu'à faible fréquence. De ce fait, U étant lié à V^* , il existe, pour chaque cas d'utilisation, un optimum à respecter. De manière générale, plus la fréquence des cycles est élevée, plus la plage d'utilisation U est restreinte.

Comme le montre la Figure IV. 12.a, le ΔT dans le régénérateur augmente à mesure que U diminue, quelque soit le débit. Nous avons tracé sur la Figure IV. 12.b la courbe d'écart de température en fonction de U pour différents débits. Celles-ci confortent le constat précédent. Il est à noter que cette courbe peut être interprétée en terme de volume.

Par exemple, à $U = 0.5$, trois conditions de fonctionnement sont disponibles :

- $d_f = 3 \text{ mL}\cdot\text{s}^{-1}$, $f = 0.125 \text{ Hz}$, $\Delta T = 7.5 \text{ K}$
- $d_f = 6 \text{ mL}\cdot\text{s}^{-1}$, $f = 0.25 \text{ Hz}$, $\Delta T = 6 \text{ K}$
- $d_f = 10 \text{ mL}\cdot\text{s}^{-1}$, $f < 0.5 \text{ Hz}$, $\Delta T < 4 \text{ K}$

Discussions des résultats : De manière générale, plus U est petit, meilleur est l'écart de température. Lorsque U augmente, deux cas de fonctionnement se présentent : augmentation du débit à même fréquence, ou maintien du débit et une diminution de la fréquence. Ce deuxième cas sera préférable à l'obtention d'un ΔT plus important. D'après la littérature, un facteur d'utilisation supérieur à $U = 1$, semble plus approprié en terme de ΔT et de puissance froide (Tura and Rowe, 2009).

➤ *Dépendance selon NUT*

Sur la Figure IV. 13, on constate que l'écart de température s'amplifie à mesure que le *NUT* augmente. De plus, à *NUT* identique, le ΔT est plus important à haute fréquence qu'à faible fréquence. Ceci vérifie les résultats précédemment obtenus.

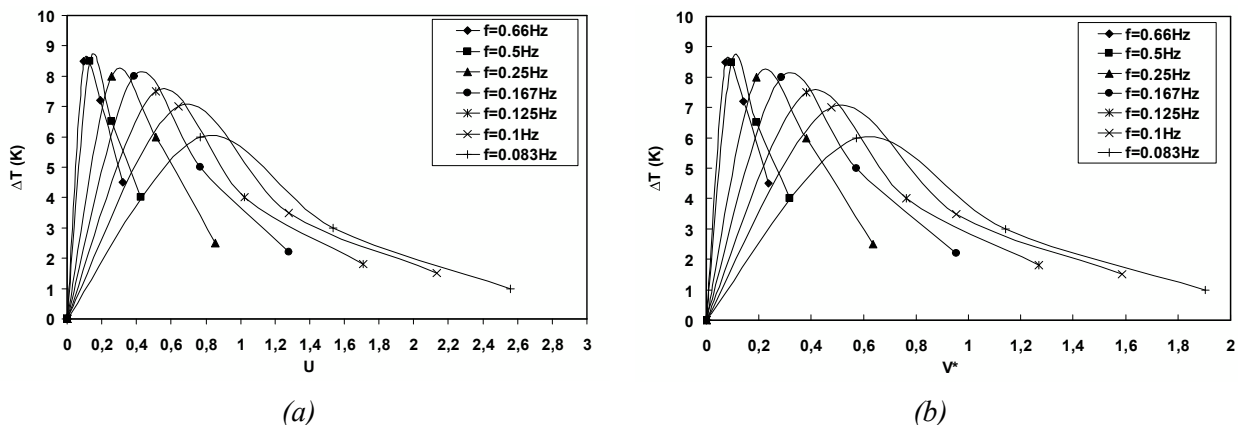


FIGURE IV. 11- Evolution du ΔT en fonction de l'utilisation U , pour différentes fréquences fixées (a) et en fonction du volume V^* , pour différentes fréquences fixées (b).

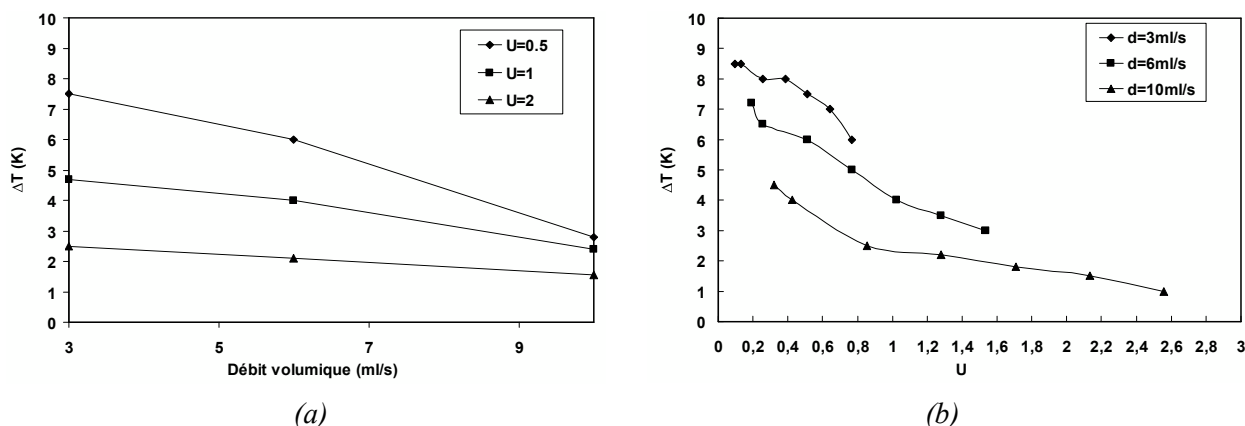


FIGURE IV. 12- Evolution du ΔT en fonction du débit volumique pour différentes utilisations U (a) et en fonction de l'utilisation U , pour trois débits fixés (b).

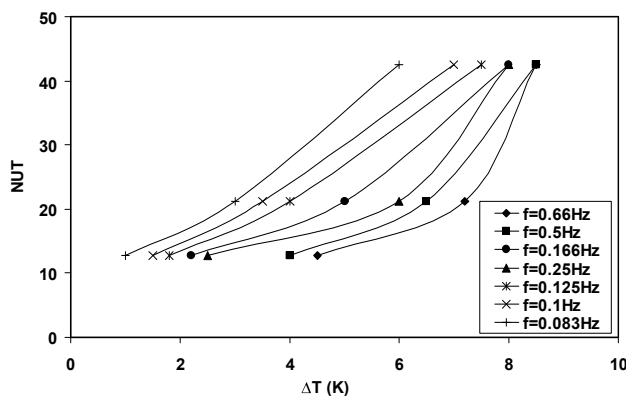


FIGURE IV. 13- Evolution du *NUT* en fonction du ΔT , à différentes fréquences.

IV.3.1.d. Influence de U , V^* et NUT sur la puissance froide

L'étude précédente a permis d'évaluer l'influence de différents paramètres sur le ΔT . Comme expliqué précédemment, le facteur U connaît un optimal pour lequel la puissance froide est maximum, au détriment de l'écart de température. Il est ainsi recommandé de travailler à faible ratio V^* , par l'intermédiaire d'un faible débit et d'une haute fréquence, pour obtenir le ΔT maximum. Cependant, en terme de puissance, un ratio V^* important est privilégié, car une plus grande quantité d'énergie est transportée par le fluide. Ainsi, un fort débit à haute fréquence est privilégié.

- Influence du débit

Un débit de fluide important favorise les échanges thermiques, à la fois dans le régénérateur, mais également au niveau de l'échangeur froid. Cependant, selon les conditions de fonctionnement (par exemple pour un écart de température fixé), il ne sera pas toujours possible de travailler à fort débit (voir ci-dessous)

- Influence de la fréquence

En se référant à la formule mathématique décrivant le calcul de la puissance, celle-ci démontre qu'à haute fréquence, la puissance augmente. Lorsque le nombre de cycle AMR s'accroît, il y a augmentation de la quantité d'énergie transférée à l'échangeur. Ceci reste juste à condition que la puissance extraite au régénérateur (voir Figure IV. 10) en fonctionnement haute fréquence-fort débit soit au moins équivalente, si ce n'est supérieure, que la puissance extraite en fonctionnement basse fréquence-bas débit. Le cas échéant, l'augmentation de la fréquence n'augmente pas la puissance froide. Tout dépend des possibilités du régénérateur à assurer la demande énergétique de l'utilisateur (fort débit, forte fréquence, etc.). Par exemple, sur la Figure IV. 14, en fixant un écart de température de 3 K pour une utilisation $U = 1$, il est possible de travailler à débit moyen en faible fréquence, mais pas en haute fréquence. En effet, pour une fréquence supérieure à $f = 0.4$ Hz, le régénérateur ne permet pas de maintenir un ΔT de 3 K, le débit étant trop important.

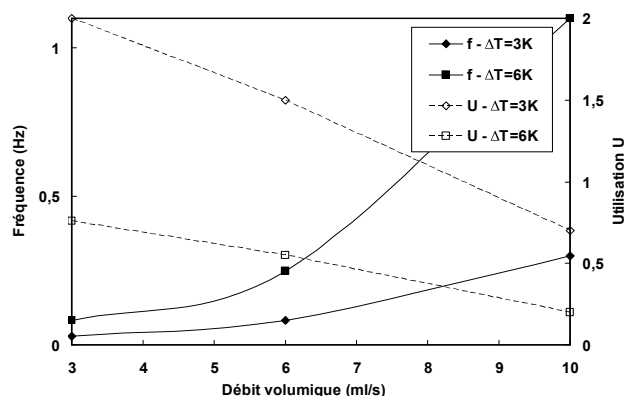


FIGURE IV. 14- Evolution de la fréquence (trait plein) et du facteur U (trait pointillé) en fonction du débit volumique, pour $\Delta T = 3K$ (symbole losange) et $6 K$ (symbole carré)

IV.3.1.e. Conclusion sur le comportement thermique d'un régénérateur

L'étude des performances du régénérateur à puissance nulle (ΔT maximum) a permis de tirer certaines conclusions quant aux conditions de fonctionnement à respecter :

- Utilisation d'un débit optimal faible (inférieur ou égal à 3 mL.s^{-1} pour le prototype).
- Utilisation d'une haute fréquence (entre 0.4 Hz et 1 Hz).
- Pour un ΔT fixé à 6 K, il est possible de travailler sur une plage d'utilisation U comprise entre 0.15 et 1, pour un ratio V^* compris entre 0.1 et 0.7.
- On constate que le ΔT diminue lorsque l'utilisation U augmente.
- Le rapport de volume de fluide-solide doit être en accord avec l'utilisation U .

N'ayant pas pu finaliser l'étude de la puissance délivrée par le régénérateur (comme nous le verrons dans la section IV.3.4), il est difficile d'affirmer avec exactitude les conditions de fonctionnement optimales d'un régénérateur en terme de puissance. Cependant, en se basant sur les données recueillies dans la littérature, on peut définir, pour assurer une puissance conséquente, les conditions suivantes :

- Une utilisation élevée pour transférer une quantité d'énergie adaptée à celle disponible dans le régénérateur. Cette valeur dépendra de la géométrie du régénérateur.
- Une fréquence et un débit important, pour favoriser les échanges thermiques et multiplier le nombre de cycles.

Le compromis entre ΔT et puissance peut être obtenu en :

- considérant une utilisation U élevée mais en accord avec le ΔT souhaité.
- privilégiant une haute fréquence et un fort débit en fonction du choix de U .

IV.3.2. Etude et comparaison expérimentales de trois régénérateurs R1, R2, R3

Dans cette partie, nous analysons l'effet de la géométrie sur les performances. Deux régénérateurs supplémentaires ayant des porosités différentes et dont les dimensions sont indiquées dans le Tableau IV. 4 ont été construits.

Régénérateur	Paramètres							Constante
$N.$	$e_s \text{ (mm)}$	$e_f \text{ (mm)}$	$S_f \text{ (mm}^2\text{)}$	$L \text{ (mm)}$	$V_s \text{ (mm}^3\text{)}$	$V_f \text{ (mm}^3\text{)}$	ε	$K \text{ (kg}^{-1}\text{)}$
R1	1	0.5	210	150	54000	31500	0.37	0.021
R2	1	0.3	150	150	63000	22500	0.26	0.018
R3	2	0.3	90	150	72000	13500	0.16	0.016

TABLEAU IV. 4- Caractéristiques des régénérateur R1-R2-R3 et constantes K associées

IV.3.2.a. Influence de l'épaisseur de fluide

La Figure IV. 15.a présente l'évolution du ΔT en fonction du volume de fluide déplacé et de la fréquence pour chaque régénérateur. A faible débit, les trois régénérateurs ont quasiment les mêmes performances. On note tout de même une légère supériorité du régénérateur R2 à haute fréquence.

Hypothèse : ΔT_{max} à faible débit : R2 et R3 ont un ΔT_{max} de 9 K à 3 mL.s^{-1} , soit un peu plus que R1. Or, comme on peut le constater sur la Figure IV. 15.b, une quantité de fluide plus importante est déplacée dans les régénérateurs R2 et R3. En prenant en compte la remarque précédente quant à l'amélioration du ΔT pour une faible quantité de fluide déplacé dans le régénérateur, on peut penser qu'un plus faible débit permettrait d'obtenir un ΔT_{max} légèrement supérieur. La limite est donc pratique (pompe).

Comme le montrent les Figure IV. 15.b et Figure IV. 15.c, pour un volume total déplacé compris entre 6 mL et 40 mL, quelque soit le débit, le régénérateur R2 est sans équivoque le plus performant. Ces résultats sont dus à une géométrie plus adaptée aux transferts thermiques, comme avait pu le constater Nielsen *et al.*(2010). La Figure IV. 16.a présente l'écart de température ainsi que le NUT en fonction du débit pour une fréquence de 0.5 Hz. Pour les trois régénérateurs, meilleur est le NUT , meilleur est le ΔT . Le NUT du régénérateur R2 est supérieur quelque soit le débit. En effet, celui-ci possède la plus grande surface de matériau en contact avec le fluide, et le plus grand coefficient d'échanges. Cela se traduit par un écart de température supérieur quelque soit le débit. Cette observation explique les conclusions précédemment écrites, et permet d'établir que les échanges thermiques dans le régénérateur R2 sont mieux répartis que dans les régénérateurs R1 et R3. La Figure IV. 16.b montre un effet intéressant. A faible fréquence, les valeurs de NUT de R1 sont supérieures à celles de R3, alors qu'elles sont quasi identiques à haute fréquence. Ces résultats montrent que le régénérateur R3 n'est pas adapté aux volumes importants de fluide.

Discussions des résultats : Par rapport aux résultats obtenus, et par comparaison au NUT calculés, il est possible de déduire qu'une faible épaisseur de fluide implique un NUT important. Ainsi, une faible épaisseur de fluide semble favoriser les performances des régénérateurs, à conditions que le ratio énergétique entre le fluide et le matériau soit correct. C'est pourquoi R3 a également de meilleures performances que R1, mais la différence n'est pas significative, car ses ratios U et V^* ne sont pas correctement dimensionnés.

Pour une porosité plus grande (R1), deux raisons permettent d'expliquer une diminution des performances. La première provient d'un coefficient d'échanges trop faible ; il est donc nécessaire d'augmenter les échanges thermiques via un débit de fluide plus important. Mais cela augmente également le ratio énergétique U et réduit le ΔT . Finalement, aucune amélioration notable n'est apportée. La deuxième explication est associée à une distribution de température dans le fluide suivant l'épaisseur de couche (axe Oy) non homogène (phénomène de couche limite thermique). L'absorption de l'énergie par le fluide ne se faisant pas de façon uniforme, cela peut défavoriser les échanges avec le matériau actif.

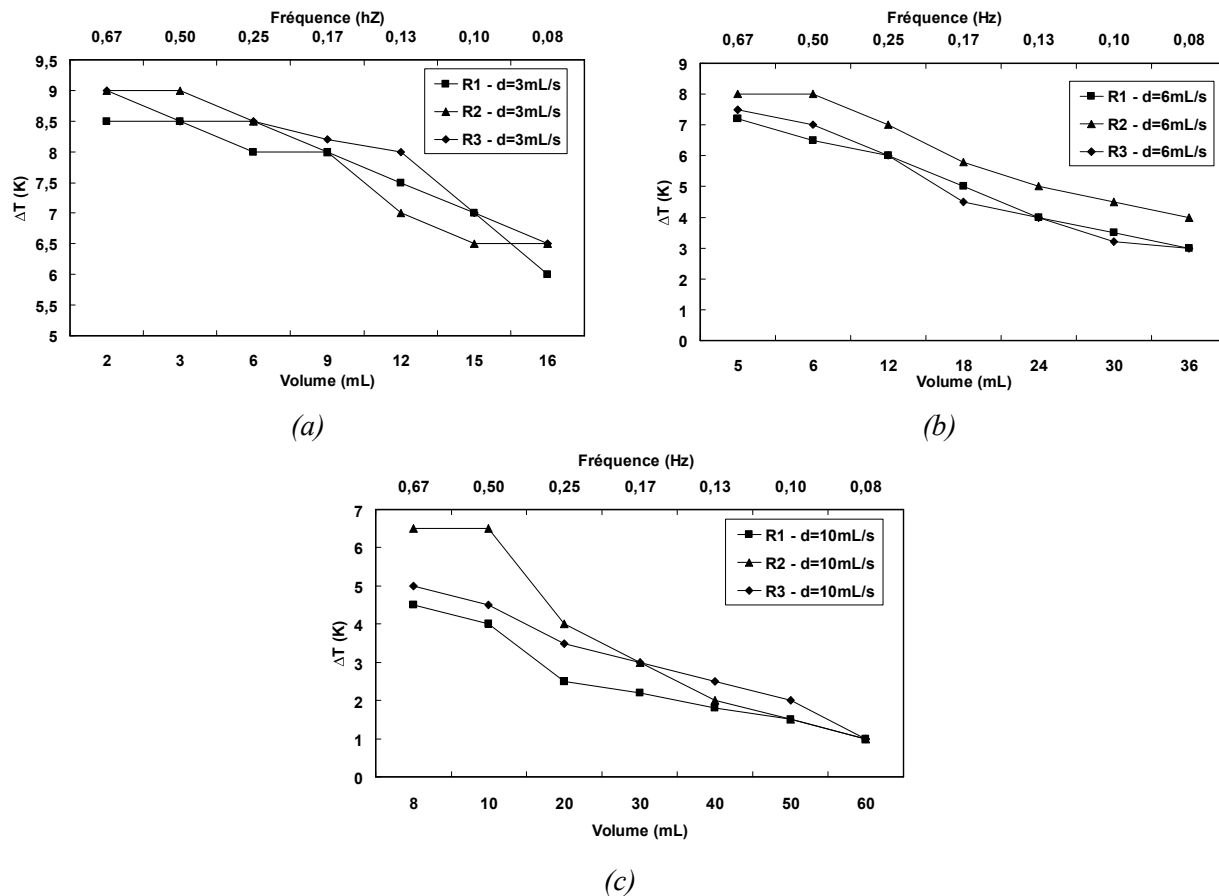


FIGURE IV. 15- Evolution du ΔT en fonction du volume et de la fréquence, pour les trois régénérateurs ; (a) pour un débit de $3\text{mL}\cdot\text{s}^{-1}$; (b) pour un débit de $6\text{mL}\cdot\text{s}^{-1}$; (c) pour un débit de $10\text{mL}\cdot\text{s}^{-1}$.

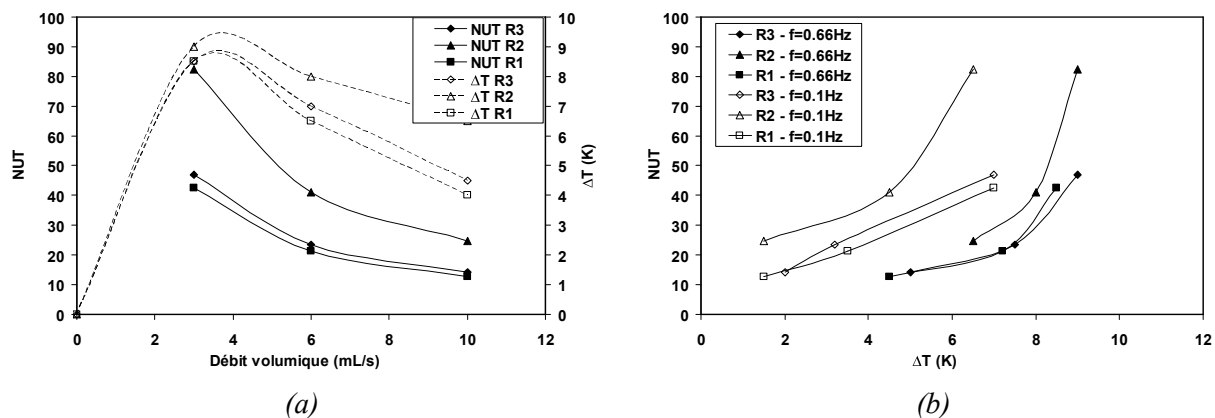


FIGURE IV. 16- Evolution du NUT (trait plein) et du ΔT (trait pointillé) en fonction du débit, à $f = 0.5$ Hz (a) et du ΔT (b) pour différentes fréquences pour les trois régénérateurs.

IV.3.2.b. Influence de l'épaisseur de plaque

La Figure IV. 17 permet d'étudier l'influence de l'épaisseur des plaques sur les performances des régénérateurs, principalement pour R2 et R3. Si celle-ci est importante, le volume de matériau se trouve augmenté, et par conséquent le facteur K qui régit la valeur de U diminue, tandis que V^* augmente. De ce fait, comme le montre la Figure IV. 17.b, si l'on fixe un volume identique qui transite dans les régénérateurs, le régénérateur R3 a un ratio V^* beaucoup plus important que R1 et R2, du fait de sa faible porosité. Cependant, en comparant par rapport à U , le régénérateur R3 a des performances qui décroissent plus rapidement que les autres régénérateurs.

Discussions des résultats : L'augmentation de l'épaisseur de plaque permet d'obtenir une quantité d'énergie disponible dans le matériau plus importante. En partant de ce principe, il est alors possible de faire passer un important volume de fluide dans le régénérateur R3 tout en conservant des performances équivalentes à celles de R1 et R2. Ce ne fut cependant pas le cas, deux explications peuvent expliquer cela :

Localement, lorsque V^* est inférieur à 1, une épaisseur de plaque importante ne pénalise pas les performances du régénérateur, car le volume de fluide reste faible. Comme nous l'avons vu, lorsque $V^*>1$, une grande partie du fluide circule en dehors du régénérateur. De ce fait, le fluide est considérablement soumis aux pertes thermiques avec le milieu ambiant, ce qui a tendance à modifier les températures de sources et donc de réduire les performances du régénérateur.

De plus, en calculant le nombre de Biot pour R3, celui est deux fois supérieur à ceux des deux autres régénérateurs (0.9 pour R3 en considérant $h = 9200 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$). De ce fait, les transferts conductifs dans la plaque sont trop lents par rapport aux transferts convectifs, l'énergie contenue au centre des plaques se transfère mal jusqu'à la surface.

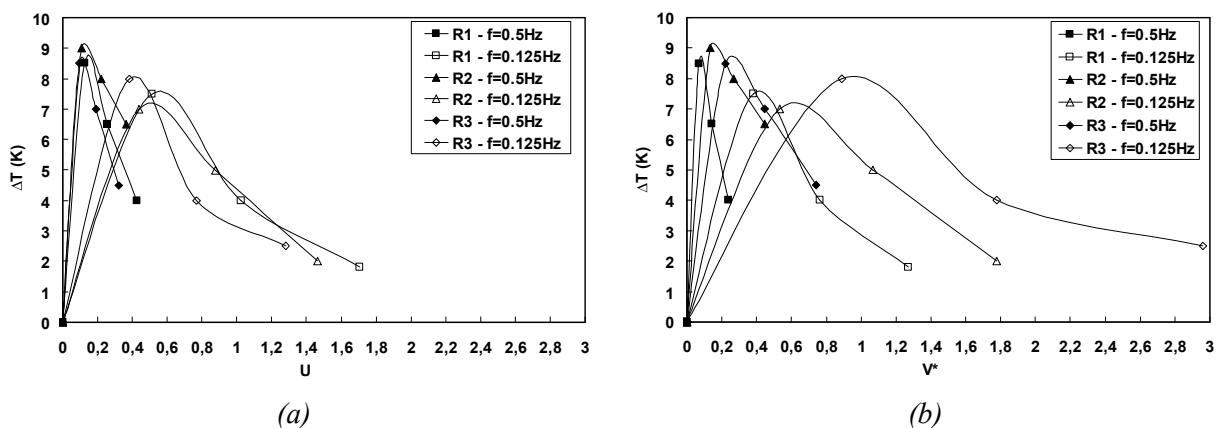


FIGURE IV. 17- Evolution du ΔT des trois régénérateurs en fonction de l'utilisation U (a) et V^* (b) pour différentes fréquences.

IV.3.2.c. Influence de la porosité sur la puissance froide

La Figure IV. 18 présente l'évolution du facteur U et de la fréquence en fonction du débit pour les trois régénérateurs. En se référant aux courbes de la Figure IV. 18.c qui illustre les conditions de fonctionnement pour un $\Delta T = 6$ K. En se plaçant à $U = 0.5$, les conditions de fonctionnement des trois régénérateurs sont :

R1 : $d_f = 6.7 \text{ mL.s}^{-1}$, $f = 0.25 \text{ Hz}$, $\Delta T = 6 \text{ K}$

R2 : $d_f = 8.4 \text{ mL.s}^{-1}$, $f = 0.3 \text{ Hz}$, $\Delta T = 6 \text{ K}$

R3 : $d_f = 5 \text{ mL.s}^{-1}$, $f = 0.15 \text{ Hz}$, $\Delta T = 6 \text{ K}$

Le régénérateur R2 est le plus intéressant car il favorise un débit et une fréquence élevés, favorable à une puissance froide plus importante. Ces résultats sont en concordances avec la littérature.

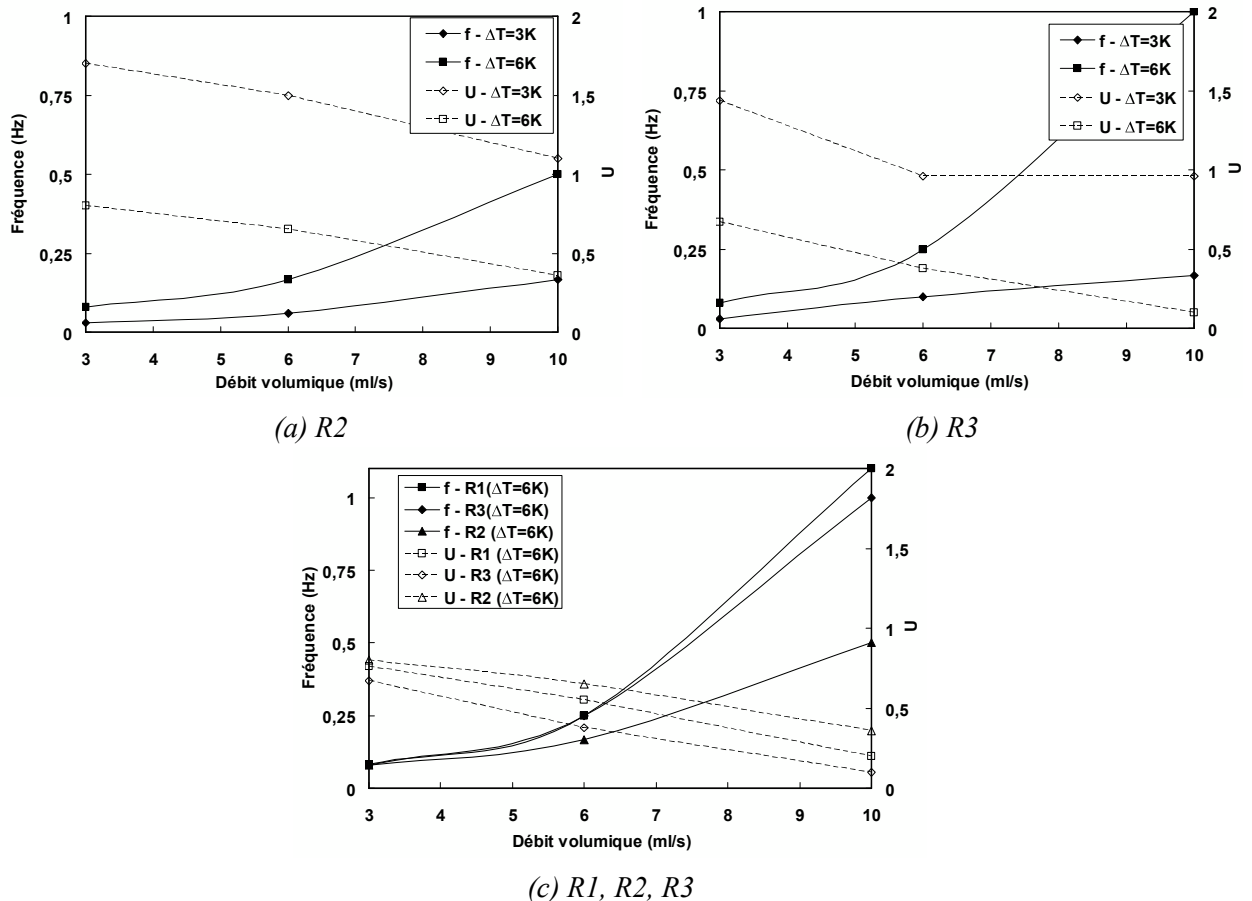


FIGURE IV. 18- Evolution de la fréquence (trait plein) et du facteur U (trait pointillé) en fonction du débit volumique, pour $\Delta T = 3 \text{ K}$ et $\Delta T = 6 \text{ K}$; (a) régénérateur R2 ; (b) régénérateur R3 ; (c) Comparaison de R1-R2-R3 pour $\Delta T = 6 \text{ K}$.

IV.3.2.d. Conclusion sur la comparaison des trois régénérateurs

L'étude de l'influence de la porosité, à savoir l'épaisseur de fluide et de plaque, a permis de conforter les conclusions précédemment admises, mais également de les compléter :

- Une faible épaisseur de fluide semble plus appropriée pour un ΔT_{max} avec une puissance froide optimale, quelque soit le débit dans le régénérateur. A volume déplacé identique dans chaque régénérateur, une faible épaisseur de fluide offre les meilleures performances. La littérature fait état des mêmes conclusions (Engelbrecht *et al.*, 2010 ; Trevizoli *et al.*, 2010).
- Une épaisseur de plaque importante n'est significativement pas la solution la plus appropriée. Initialement, l'idée de cette démarche était de pouvoir augmenter le volume de fluide déplacé tout en conservant l'écart de température. Mais les pertes thermiques du circuit hydraulique et la faible conductivité du gadolinium ont montré que cette solution n'est pas la plus pertinente. Certes, à faible débit et haute fréquence, la grande quantité d'énergie disponible dans le matériau semble être un atout, mais celle-ci devient vite un inconvénient lorsque l'utilisation U augmente. Ainsi, à puissance froide non nulle, la réduction de la porosité implique une augmentation du ratio V^* , qui, s'il est trop grand, diminue les performances du régénérateur en terme de ΔT .

En terme de conditions de fonctionnement, chaque régénérateur est optimisé pour travailler avec un facteur d'utilisation U et un ratio V^* spécifiques. De manière générale, plus la porosité est grande, plus la plage d'utilisation U est importante, et donc meilleure est l'exploitation énergétique du matériau. R1 présente donc cet avantage mais ses performances en terme de ΔT sont faibles (Pour $U > 0.3$, $\Delta T < 6$ K, à haute fréquence). R2 présente l'avantage d'obtenir de bonne performance (> 6 K) pour un facteur U allant jusqu'à 0.6.

Globalement, il est courant de lire que plus la porosité est faible, meilleures sont les performances d'un régénérateur (Nielsen *et al.*, 2010). Dans notre cas, le régénérateur R3 ne présente pas de meilleures performances. Nous pouvons penser qu'une faible porosité est donc plus adaptée, pour des ratios volume de matériau- volume de fluide donnés, et que l'épaisseur de plaque reste modeste.

En guise de perspectives, il serait intéressant de fabriquer un régénérateur R4 ayant des plaques de 2 mm d'épaisseur mais avec un entrefer de 0.5 mm. Sa porosité serait équivalente au régénérateur R2, mais son nombre de NUT serait nettement inférieur. Le but de cette manœuvre ne serait pas d'obtenir un régénérateur performant, bien au contraire, mais permettre de valider les résultats démontrés précédemment.

IV.3.3. Etude expérimentale du fonctionnement à 2/4 régénérateurs

Cette partie fait état de l'utilisation globale du prototype. La machine a été conçue pour fonctionner soit avec deux blocs actifs, soit avec quatre blocs. L'intérêt du fonctionnement à quatre blocs actifs est qu'il y a plus de matériau dans le dispositif, et donc que l'énergie disponible est plus importante.

IV.3.3.a. Etude du fonctionnement à deux régénérateurs

Le fonctionnement à deux régénérateurs (R1 et R3) est basé sur l'utilisation de deux blocs actifs montés en série, l'un aimanté, l'autre désaimanté. Ils ont ainsi leurs sources froides en commun, afin qu'il soit possible de récupérer la puissance froide à chaque demi cycle via un échangeur (Figure IV. 19). De ce fait, les sources chaude et froide de chaque régénérateur sont à la même température. Ceci constitue le fonctionnement traditionnel des systèmes de RM, noté ici *fonctionnement (A)*.

Cependant, une autre piste a été examinée afin d'amplifier la différence de température entre les sources chaude et froide du prototype. Le principe est de monter les régénérateurs en cascade (ils sont aimantés en même temps), ce qui permet d'imposer une température d'entrée à l'un des régénérateurs. Le but est de mélanger la température de la source froide d'un bloc avec la source chaude de l'autre. Le gradient thermique dans un régénérateur est du à l'équilibre thermique entre le fluide et le matériau (débit, fréquence, NUT , etc.). En imposant une température à l'une des sources, chaude ou froide, l'écart de température dans le régénérateur évolue différemment. La Figure IV. 20 illustre le *fonctionnement (B)* : en imposant à R1 une température de source chaude S_{c1} égale à S_{f2} , la source S_{f1} voit sa température diminuer plus que si la température de S_{c1} n'était pas imposée.

Discussions : *Ce principe permet d'obtenir une différence de température entre les sources plus importantes qu'en fonctionnement A. Cependant, en se référant à la Figure IV. 20, on constate que la puissance froide ne peut être récupérée qu'une fois par cycle (au lieu de deux). Cette piste n'a pas été plus approfondie dans le cadre de ces travaux de thèse, mais cela mérite quelques études supplémentaires, en particulier pour la conception d'un échangeur capable d'exploiter la puissance froide dans ces conditions de fonctionnement (par le biais de plusieurs circuits hydrauliques par exemple)*

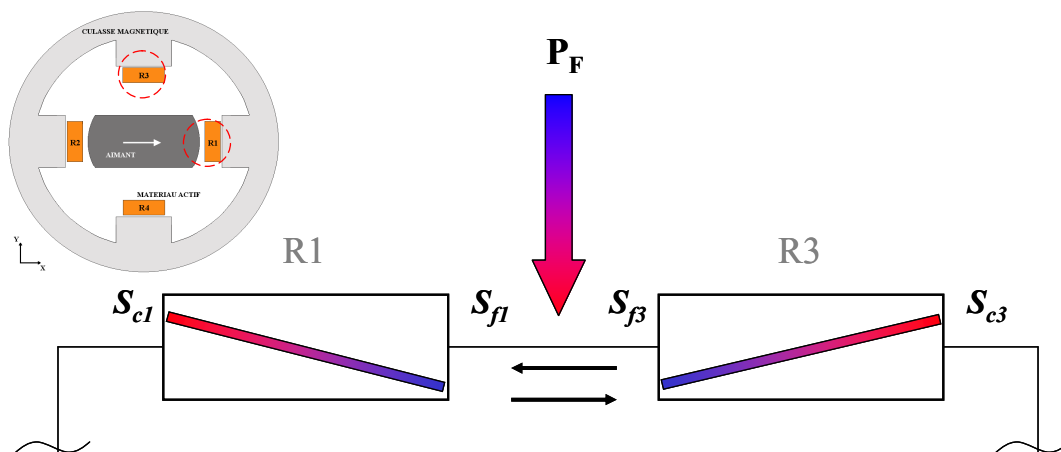


FIGURE IV. 19- Représentation schématique du mode de fonctionnement de deux blocs actifs en série (fonctionnement A). La puissance froide est échangée via un échangeur entre S_{f1} et S_{f2} .

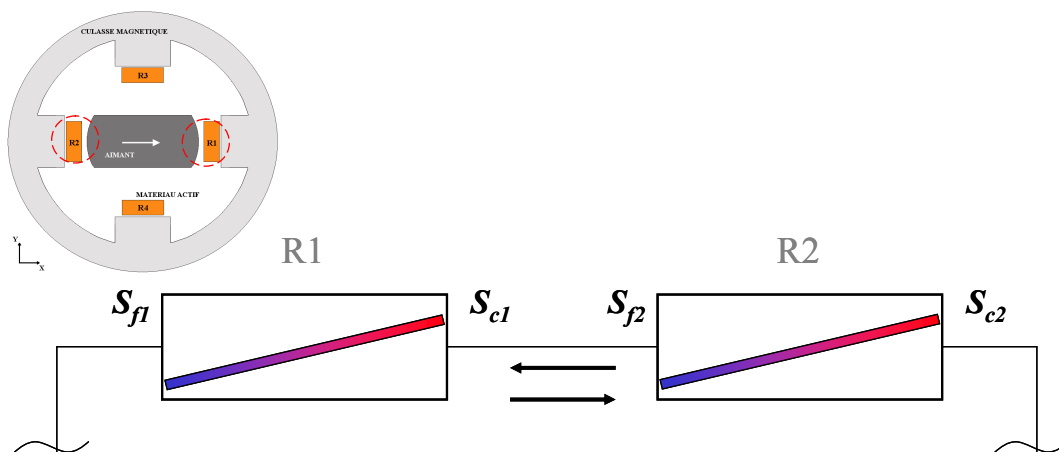
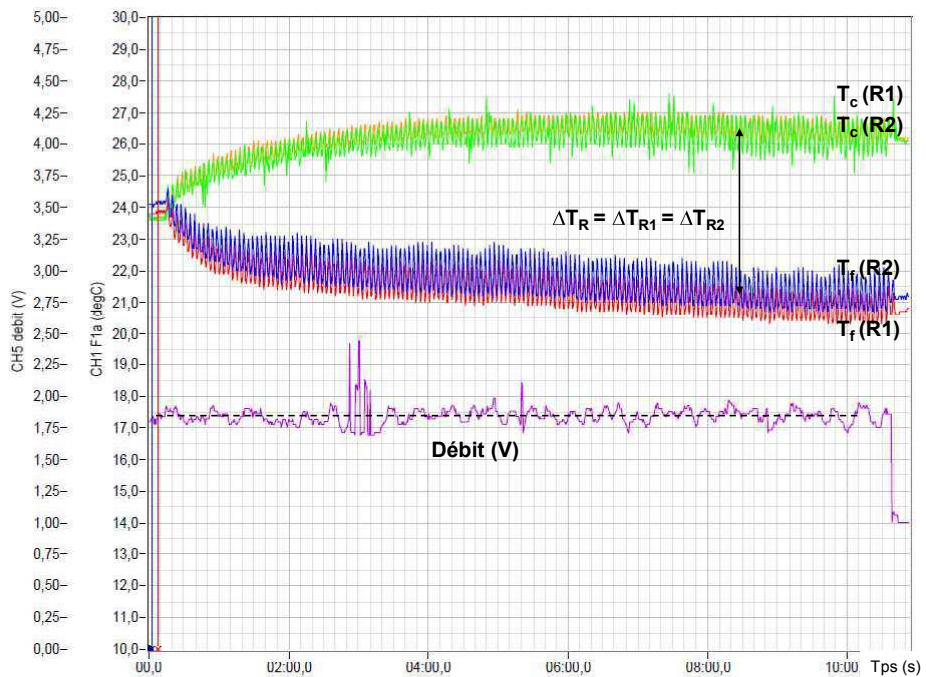
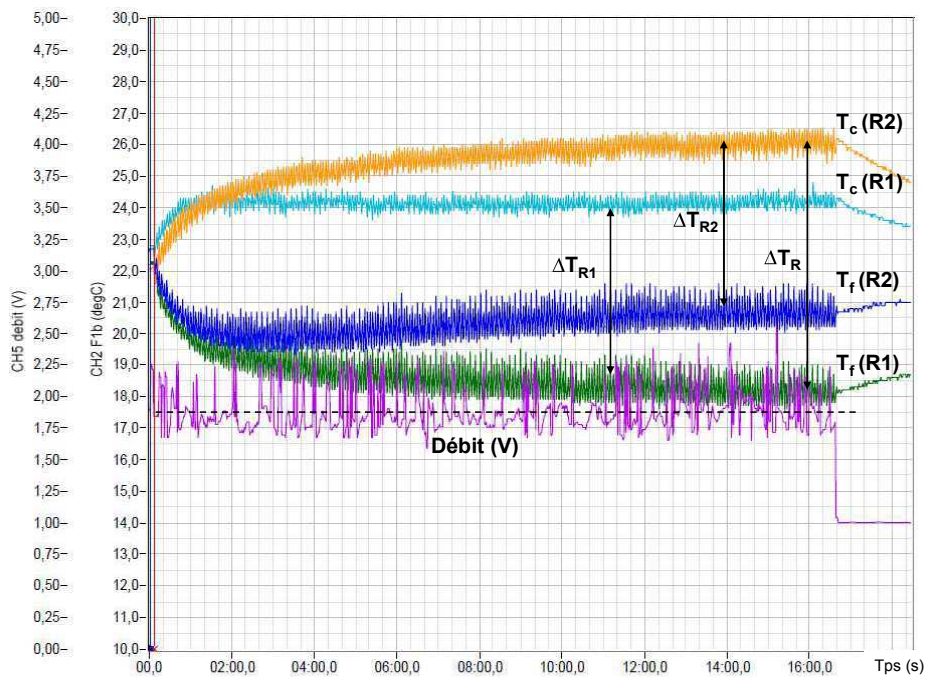


FIGURE IV. 20- Représentation schématique du mode de fonctionnement de deux blocs actifs en série (fonctionnement B). La température des sources S_{c1} et S_{f2} se mélange, entraînant une augmentation de l'écart de température entre la source S_{f1} et S_{c2} .

La Figure IV. 21 présente deux résultats expérimentaux obtenus dans des conditions de fonctionnement identiques, pour les *fonctionnements (A) et (B)*. Les températures des deux régénérateurs R1 et R2 sont tracés en fonction du temps. Le débit est de $8 \text{ mL}\cdot\text{s}^{-1}$. Sur la Figure IV. 21.a, en fonctionnement normal, les températures du côté chaud et froid des deux régénérateurs sont respectivement identiques. L'écart de température ΔT obtenu est d'environ $\Delta T_{Rmax} = \Delta T_{R1} = \Delta T_{R2} = 5.5 \text{ K}$. Sur la Figure IV. 21.b, la différence de température entre le côté chaud du régénérateur R2 et le côté froid de R1 est $\Delta T_{Rmax} = T_c(R2) - T_f(R1) = 8 \text{ K}$, alors que le ΔT_R de chaque régénérateur est identique ($\Delta T_{R1} = \Delta T_{R2} = 6 \text{ K}$). Pour le *fonctionnement (B)*, les températures $T_c(R1)$ et $T_f(R2)$ ont tendance à se rapprocher. De ce fait, la température de source froide du régénérateur R1 descend plus qu'en fonctionnement normal.



(a)



(b)

FIGURE IV. 21- Evolution des températures de deux régénérateurs pour des conditions de fonctionnement similaires, mais basés sur des principe de fonctionnement différents ; (a) fonctionnement A ; (b) fonctionnement B. Le débit est représenté par la droite en pointillé. Les ordonnées représentent l'échelle du débit (en Volt) et l'échelle de température (en °C). Conditions de fonctionnement (a) et (b) : débit = 8 mL.s^{-1} ; $f = 0.5 \text{ Hz}$.

IV.3.3.b. Etude du fonctionnement à quatre régénérateurs (*fonctionnement A*)

Le fonctionnement à quatre fourreaux fait état de l'utilisation des blocs actifs en parallèle (x2) eux-mêmes montés en série (2x2). Les performances en terme de ΔT sont identiques à l'utilisation d'un seul bloc actif ou de deux en série. L'avantage des quatre fourreaux se situe au niveau de la puissance froide. D'une part, il y a deux fois plus de matériau susceptible de fournir de l'énergie au fluide, d'autre part, la mise en parallèle des blocs permet de multiplier par deux le débit de fluide caloporteur. Ainsi, dans les régénérateurs, le volume de fluide qui circule reste faible (augmentation du ΔT) alors qu'il est doublé au niveau du circuit hydraulique et des échangeurs (augmentation de la puissance froide recueillie dans l'échangeur).

La Figure IV. 22 présente l'évolution des températures des quatre régénérateurs. On constate que les écarts de températures ont tendance à s'amplifier puis ensuite diminuer. Ce phénomène s'est observé sur la quasi-totalité des essais. Cela peut s'expliquer par le fait que les régénérateurs utilisés ne sont pas identiques, ils ont tous une porosité différente, ce qui implique des pertes de charges différentes. La distribution du fluide dans chaque bloc actif n'est alors pas homogène. Avec des conditions de fonctionnement identiques (débit fréquence), un régénérateur peut avoir un ratio V^* de 1 alors qu'un autre un ratio V^* de 3. Les échanges thermiques sont alors plus du tout optimisés et les quantités d'énergie transportées par le fluide ne sont ni adaptées ni homogènes. Cela entraîne des effets parasites dans le développement correct du cycle AMR dans les quatre régénérateurs.

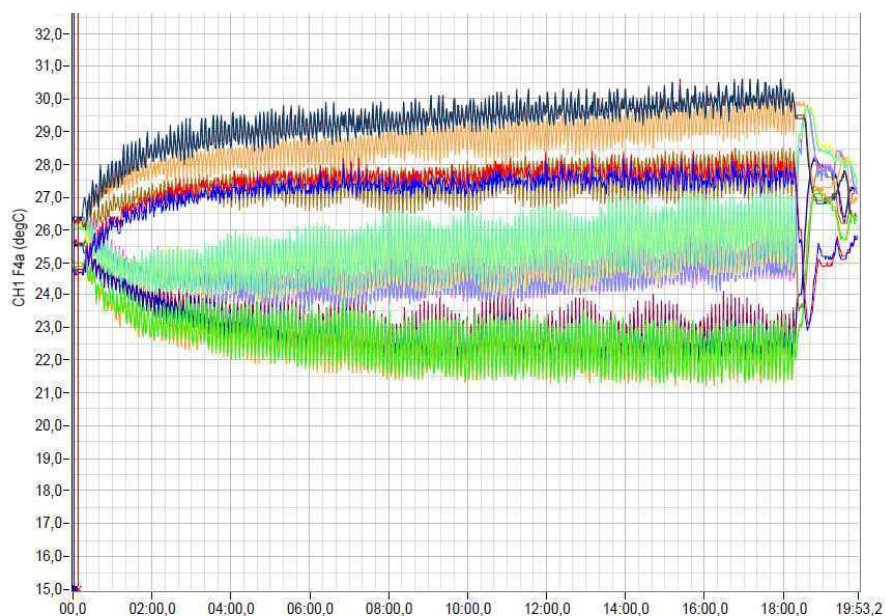


FIGURE IV. 22- Evolution des températures de quatre régénérateurs en fonction du temps. Aucun d'eux n'évolue de manière identique. Les températures de sources sont perturbées, dues à un écoulement non homogène entre chaque régénérateur. Conditions de fonctionnement : débit = $12 \text{ mL}\cdot\text{s}^{-1}$; $f = 0.25 \text{ Hz}$.

IV.3.4. Etude expérimentale de la puissance froide

Cette partie fait état de l'utilisation des deux échangeurs décrits dans le Chapitre III.

IV.3.4.a. Principe général du comportement thermique du régénérateur à puissance non nulle

Lorsque les gradients thermiques dans les régénérateurs sont établis, la puissance froide peut alors être extraite à chaque cycle. Il y a alors trois cas de figures, selon la charge thermique imposée par l'échangeur :

- Dans un premier cas, si la puissance froide absorbée par l'échangeur est faible par rapport à celle délivrée par le régénérateur (c'est-à-dire qu'il n'a besoin que d'une partie de l'énergie fournie par le prototype à chaque cycle pour refroidir son contenu), alors le gradient thermique va rester le même.
- Si la puissance froide absorbée par l'échangeur est égale à celle délivrée par le régénérateur, le gradient thermique dans le matériau va encore rester le même : l'échange bien dimensionné n'a pas besoin d'accéder à la réserve d'énergie stockée sous forme de gradient thermique.
- Enfin, si la puissance froide absorbée par l'échangeur est supérieure à celle délivrée par le régénérateur, une partie de l'énergie utilisée pour le maintien du gradient thermique va être utilisée pour la puissance. On observera une diminution de l'écart de température.

IV.3.4.b. Exploitation de l'échangeur EI

Comme mentionné dans le Chapitre III., grâce au circuit by-pass, les sources froides et chaudes ne sont soumises à aucune contrainte thermique. Lorsque le régime est établi, il suffit d'ouvrir et de fermer les différentes vannes pour que l'eau froide passe par l'échangeur et non plus par le by-pass, ce qui assure le refroidissement du réservoir.

La Figure IV. 23 présente un exemple de résultats obtenus en *fonctionnement (A)* à deux régénérateurs. Le by-pass est ouvert à $t = 14$ min, et la température du réservoir chute de $dT = 0.9$ K en $dt = 15$ min.

La puissance moyenne Pf_D se calcule par un simple bilan thermique au niveau du réservoir :

$$Pf_D = \frac{\rho_f V_{res} c_p \Delta T}{dt} \quad (IV. 10)$$

Les résultats de quatre essais sont listés dans le Tableau IV. 5 :

<i>Essai (n°)</i>	<i>Fonctionnement</i>	<i>f (Hz)</i>	<i>Débit (mL.s⁻¹)</i>	<i>ΔT (K)</i>	<i>Pf_D (W)</i>
1	2 Régénérateurs	0.125	8.7	5	5.8
2	2 Régénérateurs	0.07	6.5	5	4.28
3	4 Régénérateurs	0.125	6	7	2.04
4	4 Régénérateurs	0.25	11.7	6	2.87

TABLEAU IV. 5- *Essais et paramètres associés. Résultats sur la puissance froide mesurée à l'aide de l'échangeur E1.*

D'un point de vue qualitatif, les résultats obtenus précédemment quant à influence du débit et de la fréquence sur la puissance froide sont vérifiés. Les résultats sont meilleurs dans le cas d'une haute fréquence et d'un fort débit.

De manière quantitative, les résultats obtenus sont amplement inférieurs à ceux attendus par simulation (Allab, 2008). Plusieurs raisons expliquent ces résultats :

- D'une part, la puissance que l'on calcule ne correspond pas à la puissance fournie par le prototype. Il faut en effet prendre en compte le rendement de l'échangeur dans le calcul, comme nous l'avons écrit dans l'équation III.11 :

$$Pf_D = \eta_e \cdot Pf_R = \eta_{res} \cdot Pf_R$$

Le rendement du réservoir est réduit du fait de sa conception. En effet, la puissance est échangée par convection naturelle (entre le serpentin de cuivre et le réservoir), ce qui induit un faible coefficient d'échange global. En convection forcée (exemple agitateur dans le réservoir), les échanges seraient nettement améliorés, ainsi que le rendement.

- D'autre part, le gradient thermique au niveau de l'échangeur est rapidement réduit. Cela ne provient pas du fait du surdimensionnement de l'échangeur, mais d'un problème pratique, celui du circuit hydraulique (serpentin) liant les régénérateurs et qui traverse le réservoir. En effet, pendant la phase d'établissement du gradient (circulation par le by-pass), ce circuit constitue un important volume d'eau stagnante, à une température égale à celle de l'eau du réservoir. Puis, lorsque le by-pass est fermé, ce volume d'eau est envoyé dans l'un des régénérateurs. Cela a pour conséquence de diminuer ou d'annuler le gradient thermique qui s'était établi dans les blocs actifs, la différence de température entre le volume de fluide et le régénérateur étant trop importante.

Il est à noter qu'en fonctionnement quatre régénérateurs, les résultats sont encore plus faibles. Cela provient également de l'homogénéité de l'écoulement du fluide au sein des différents blocs actifs.

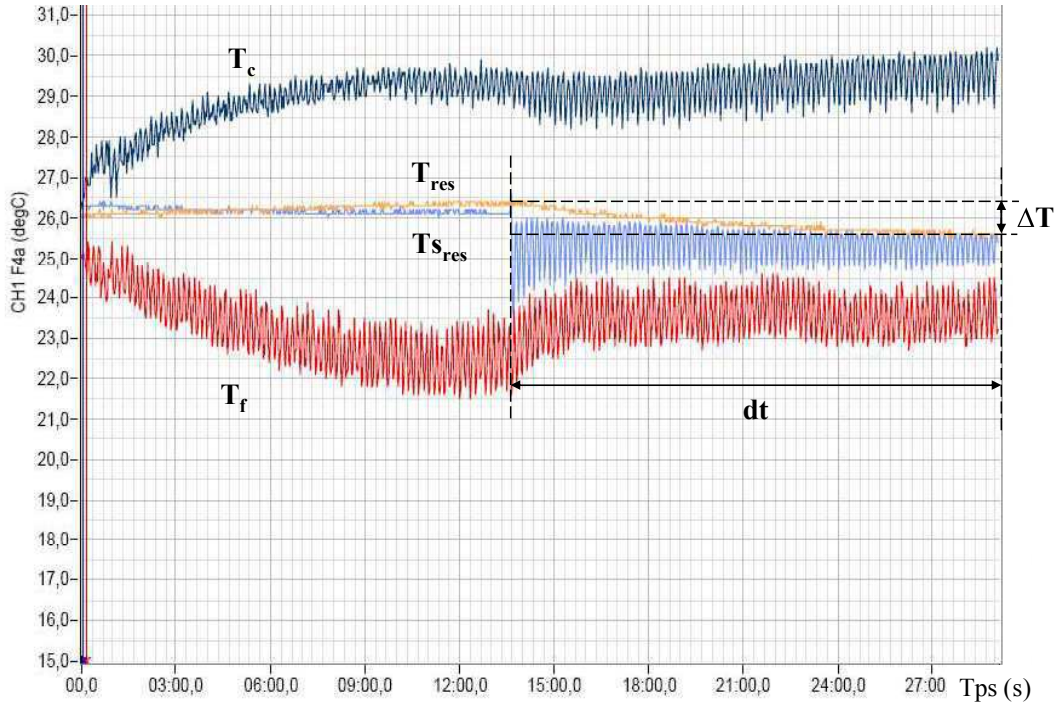


FIGURE IV. 23- Evolution des températures d'un régénérateur T_c et T_f , du réservoir T_{res} et du fluide en entrée du réservoir $T_{s_{res}}$. La différence de température finale du réservoir pendant le temps dt est égale à $dT = 0.9$ K). Fonctionnement du type A avec quatre fourreaux, $d_f = 6 \text{ mL.s}^{-1}$; $f = 0.125 \text{ Hz}$.

IV.3.4.c. Exploitation de l'échangeur *E2*

La fabrication de cet échangeur étant très récente, c'est principalement sa fonctionnalité qui a été observée. Quelques expérimentations concluantes ont néanmoins pu être réalisées. La Figure IV. 24 montre l'évolution de la température d'un des deux régénérateurs soumis à différentes puissances. Deux fourreaux sont utilisés, le débit est de 6 mL.s^{-1} , la puissance par effet joule imposée au fluide est équivalente à 5 W, 10 W, 15 W, respectivement à différents intervalles de temps : $t = 7 \text{ min}$, $t = 12 \text{ min}$ et $t = 19 \text{ min}$.

Lorsque le régime est pleinement établi, à $t = 7 \text{ min}$, le ΔT ($P_{f_R} = 0 \text{ W}$) est de 7.5 K. La première charge de 5 W est alors imposée et l'écart de température se réduit et se stabilise à 6K, à $t = 11 \text{ min}$. La charge de 10 W fait remonter la température générale du régénérateur et réduit un peu le ΔT , à 4 K. Cet écart se stabilise à $t = 17 \text{ min}$. Cependant, à 15 W, la puissance délivrée est trop importante, le gradient se trouve diminué jusqu'à 2 K. En se basant simplement sur ces quelques mesures, on constate qu'on obtient bien une diminution du gradient thermique à mesure que la puissance froide augmente, comme le montre la Figure IV. 25. Cependant, l'augmentation de la température de la source chaude montre que la charge de 10 W imposée, bien qu'elle soit finalement supportée, a tout de même modifié le comportement du régénérateur. Il s'est petit à petit réchauffé, montrant ainsi que les échanges thermiques n'étaient pas adaptés (Le fluide en provenance de la source chaude a réchauffé la source froide).

Ce dispositif est très utile, car il pallie aux inconvénients de l'échangeur *E1* (hypothèse quand aux transferts thermique par convection, by-pass, prise en compte de l'efficacité de l'échangeur en cuivre, etc.). Les résultats permettent de calculer directement la puissance du régénérateur P_{f_R} et non pas celle disponible par l'utilisateur P_{f_D} .

IV.3.4.d. Conclusion sur la puissance des régénérateurs

Cette étude a permis d'obtenir de premiers résultats utiles, qui corroborent avec l'étude théorique de la puissance froide. Cependant, elle devra être complétée car aucun travail d'optimisation n'a pu être fait, faute de temps. Qualitativement, le nouveau dispositif *E2* très précis (de l'ordre du Watt), va permettre de compléter les études sur le comportement thermique des régénérateurs. Il va également être possible de vérifier et comparer les futurs résultats à ceux définis précédemment et ceux obtenus dans la littérature. Etant donné que le dispositif *E2* permet de mesurer directement la puissance délivrée par les régénérateurs (sans passer par un échangeur), cela nous permet d'étudier les problèmes primaires. De ce fait, une fois les conditions de fonctionnement optimales définies, il sera possible d'optimiser les régénérateurs et les échangeurs dans le but d'en améliorer leurs performances.

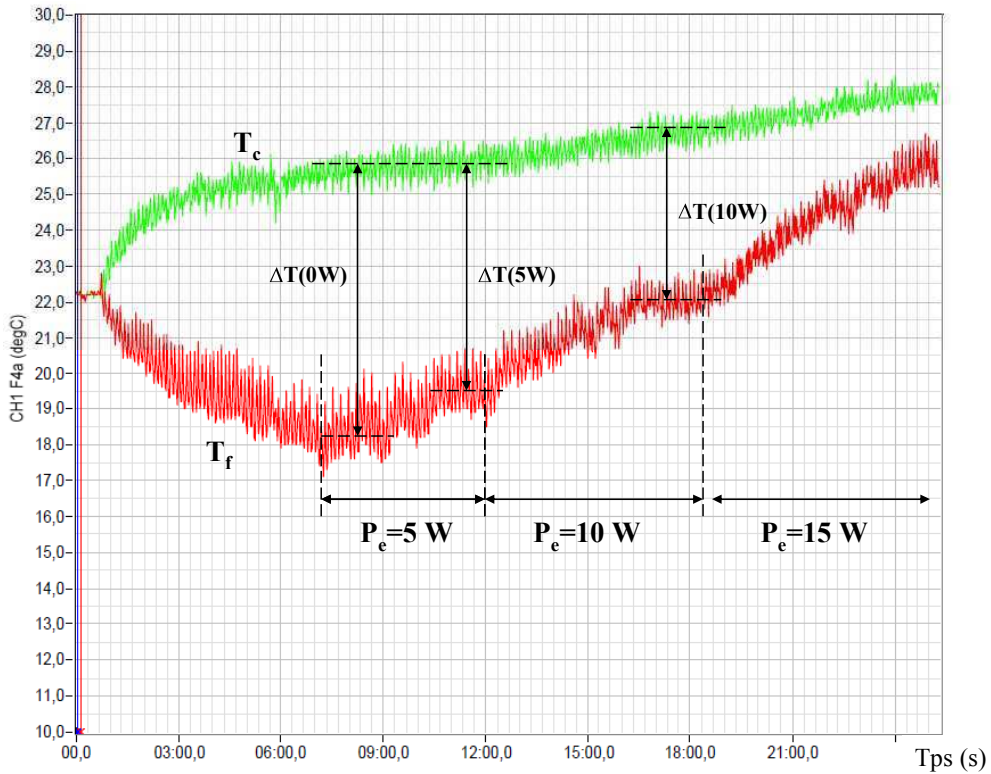


FIGURE IV. 24- Evolution des températures chaude et froide du régénérateur R3 en fonction du temps. Une puissance (variation de 5 à 15 W) est imposée lorsque l'écart de température est stable. Conditions de fonctionnement : débit = $6 \text{ mL}\cdot\text{s}^{-1}$; $f = 0.2 \text{ Hz}$.

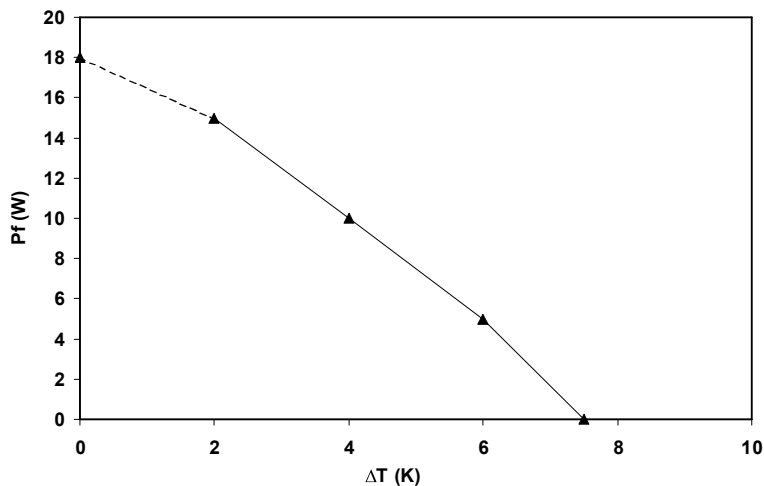


FIGURE IV. 25- Evolution de la puissance froide du régénérateur R3 en fonction du temps. La courbe en pointillé représente une extrapolation des données. Conditions de fonctionnement : débit = $6 \text{ mL}\cdot\text{s}^{-1}$; $f = 0.2 \text{ Hz}$.

IV.3.5. Etude expérimentale de l'influence de la température initiale

La variation d'entropie magnétique ΔS_m et l'EMC des matériaux magnéto-caloriques évoluent en pratique avec la température de fonctionnement (voir Chapitre I. / Annexe A1). De ce fait, l'énergie libérée sous forme d'EMC à chaque transition magnétique varie selon la température. Pour le gadolinium, l'EMC est maximal à 294K. C'est un matériau à transition du second ordre et son ΔS_m est importante sur une large plage de température. Afin d'étudier l'influence de la température initiale sur les performances d'un régénérateur, plusieurs essais ont été effectués. La Figure IV. 26 montre l'écart de température ΔT obtenu avec le même régénérateur R1 dans les mêmes conditions de fonctionnement, et les courbes du ΔS_m et $\Delta S_m/\Delta S_{max}$, en fonction de la température initiale.

Les performances du régénérateur sont très influencées par la température initiale. En étudiant la valeur de l'entropie magnétique, on s'aperçoit que celle-ci décroît à mesure qu'on s'éloigne de la température de Curie. Par exemple, à $T = 300$ K, ΔS_m est de l'ordre de 70% de sa valeur maximale. L'écart de température dans le régénérateur est alors égal à 76% du ΔT maximum obtenu. En prenant en compte ces considérations, l'utilisation de régénérateur multicouche prend ici tout son sens, car cela permet d'obtenir une entropie magnétique constante sur une large plage de température.

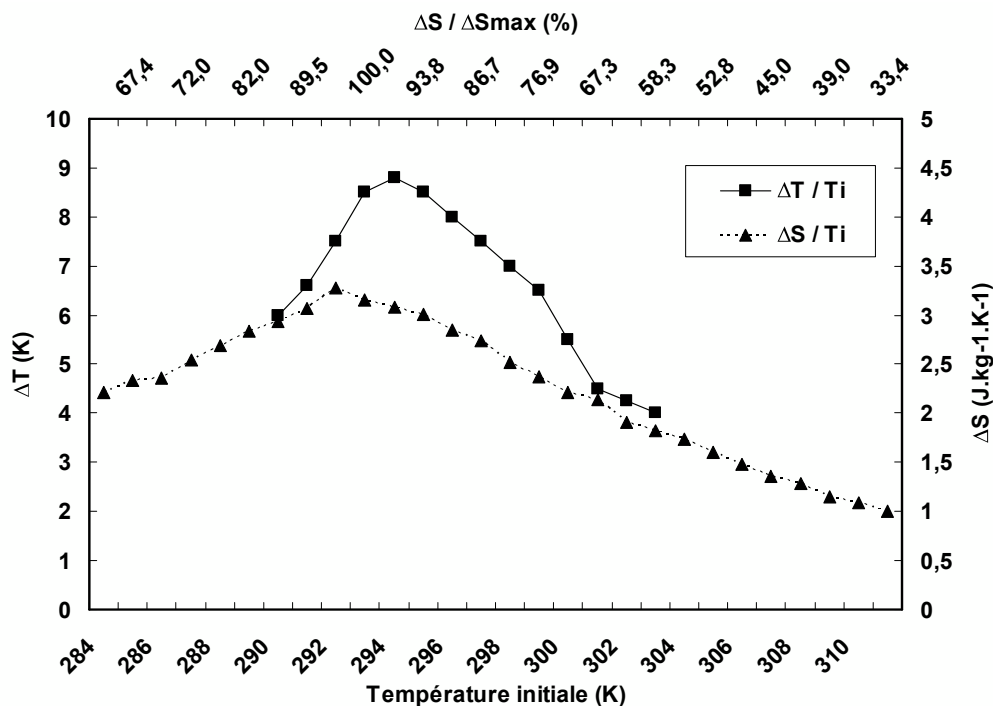


FIGURE IV. 26- Evolution du ΔT_{max} du régénérateur R2 en fonction de la température initiale et du rapport $\Delta S_m(\text{locale}) / \Delta S_m(\text{max})$, pour des conditions de fonctionnement identiques. La courbe en pointillé représente la valeur de ΔS_m .

IV.4. Etude numérique du comportement thermique de régénérateurs du type PPP et comparaison à l'expérimentation

Le chapitre II fait état du développement d'un modèle numérique utilisant le solveur FLUENT. Les modèles numériques sont utilisés dans de multiples domaines de la science, car ils offrent la possibilité d'étudier des problèmes en réduisant les étapes expérimentales. De manière générale, la fiabilité des modèles est d'abord validée en les comparant aux résultats expérimentaux, puis, le cas échéant, sont utilisés pour optimiser les systèmes. Dans nos travaux de thèse, nous avons développé un modèle numérique capable de reproduire le fonctionnement de régénérateurs. Afin de valider ce modèle, il a été nécessaire de modéliser les régénérateurs existants pour comparer les résultats obtenus par simulation à ceux obtenus par expérimentation. Pour cela, à chaque simulation, les trois conditions internes (débit, fréquence et géométrie) ont été rigoureusement respectées. Cela a nécessité de décrire les différentes géométries sous GAMBIT. Dans un premier temps, nous nous sommes intéressés aux performances des régénérateurs du prototype. Le DEMC étant récent, l'étude numérique de celui-ci reste limitée. Nous verrons enfin comment le modèle numérique a pu être exploité pour compléter l'étude de ces régénérateurs.

IV.4.1. Application du modèle numérique : Prototype

IV.4.1.a. Comportement thermique : Validation du modèle

En se basant sur les conditions de maillage décrites dans le Chapitre II, trois régénérateurs ont été modélisés sous GAMBIT puis utilisés par le solveur FLUENT.

Les paramètres étudiés sont les mêmes que pour l'étude expérimentale, à savoir le débit et la fréquence. Pour le régénérateur R1, la variation de ces paramètres est la suivante:

- d_f : 2 / 3 / 6 / 10 mL.s⁻¹
- f : 0.66 / 0.5 / 0.25 / 0.166 / 0.1 Hz

Pour R2 et R3, étant donné l'imposant temps de simulation (entre 16 et 30h par simulation), la variation du débit et de la fréquence a été limitée à :

- d_f : 3 / 6 / 10 mL.s⁻¹
- f : 0.5 / 0.25 / 0.166 / 0.1 Hz

Les conditions limites en entrée sont les mêmes pour les trois régénérateurs :

- $T_i = 293 \text{ K} / \Delta T_{ad} = 1 \text{ K}$

- Vitesse V variable suivant la porosité du régénérateur comme nous pouvons le voir dans le Tableau IV. 6. De ce fait, la simulation reproduit exactement le même écoulement que dans les conditions réelles.

Dans un premier temps, un seul régénérateur a été modélisé, R1.

Débit volumique (mL.s ⁻¹)	Vitesse d'entrée (m.s ⁻¹)		
	<i>R1</i>	<i>R2</i>	<i>R3</i>
3	0.014	0.019	0.033
6	0.028	0.038	0.066
10	0.048	0.066	0.11

TABLEAU IV. 6- Vitesses associées aux différents débits pour les trois régénérateurs.

Les résultats présentés sur la Figure IV. 27 montrent l'existence d'un débit optimal de fonctionnement de 2 mL.s⁻¹. Le fait d'étudier le comportement avec un débit de 2 mL.s⁻¹ permet d'élargir des conditions non possibles expérimentalement (limite de la pompe). Ainsi, il est possible de valider l'hypothèse précédemment émise quant à l'augmentation des performances pour un débit plus faible que 3 mL.s⁻¹. De manière générale, un débit très faible (de l'ordre du mL) n'est pas suffisant pour amorcer le cycle AMR alors qu'un débit trop fort aura pour conséquence de diminuer les performances. Cependant, les résultats montrent que le débit optimal dépend du facteur U associé à V^* et donc de la fréquence, comme l'atteste la Figure IV. 27.b. Il y a deux cas de figures important à différencier, comme on peut le voir sur la Figure IV. 28 :

- Pour une Utilisation U importante supérieure à 0.25 (Le ratio V^* supérieur à 0.15) : les conclusions sont identiques à celles définies lors de l'étude expérimentale. Le ΔT baisse à mesure que la fréquence baisse. Le débit optimal est alors le plus faible, pour chaque cas de figures. Ainsi, pour une certaine utilisation U fixée, il est plus avantageux d'avoir un fonctionnement à faible débit basse fréquence plutôt qu'un fonctionnement à fort débit et haute fréquence.

- Pour une utilisation U très faible inférieure à 0.25 (Le ratio V^* inférieur à 0.15) : l'écart de température diminue à mesure que la fréquence augmente. En effet, le volume déplacé dans le régénérateur n'est pas suffisant, ce qui réduit le ΔT . Ainsi le débit optimal n'est pas obligatoirement le plus faible, cela va dépendre du ratio V^* . La Figure IV. 27.b illustre cette remarque. Ainsi, pour une fréquence supérieure à 0.66 Hz, un débit de 6 mL.s⁻¹ semble plus approprié en terme de ΔT , etc. Inversement, à débit fixé, il existe une fréquence optimale de fonctionnement. De ce fait, il existe un optimal de fréquence lié au ratio V^* optimal, comme l'a récemment démontré Tusek *et al.* (2010). Dans notre configuration, celui-ci est compris entre 0.1 et 0.3, et selon la fréquence, le débit optimal est de 2 ou 3 mL.s⁻¹.

L'étude par simulation du comportement thermique du régénérateur a permis d'observer l'influence des deux paramètres externes au régénérateur, le débit et la fréquence. Les effets associés à leurs variations sont similaires à ceux observés expérimentalement. De plus, grâce à la simulation d'un faible débit, il a été possible de démontrer qu'il existe un optimal en terme de fréquence, impliquant également un débit optimal. Comme cela a été observé expérimentalement, il est toujours préférable de travailler à haute fréquence et faible débit. Le modèle numérique développé est donc représentatif de l'évolution réelle du comportement du régénérateur.

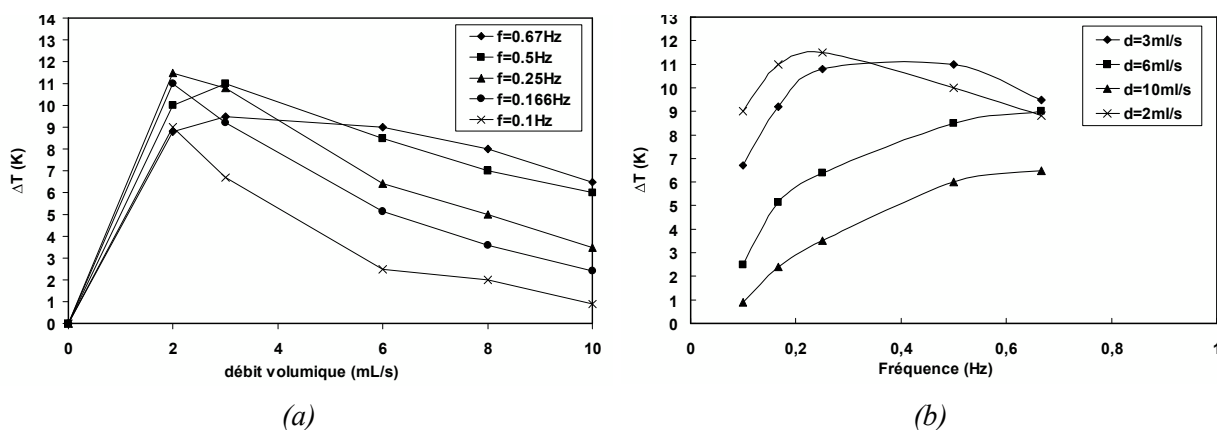


FIGURE IV. 27- Evolution du ΔT en fonction du débit volumique pour différentes fréquences (a) ; en fonction de la fréquence à différents débits (b).

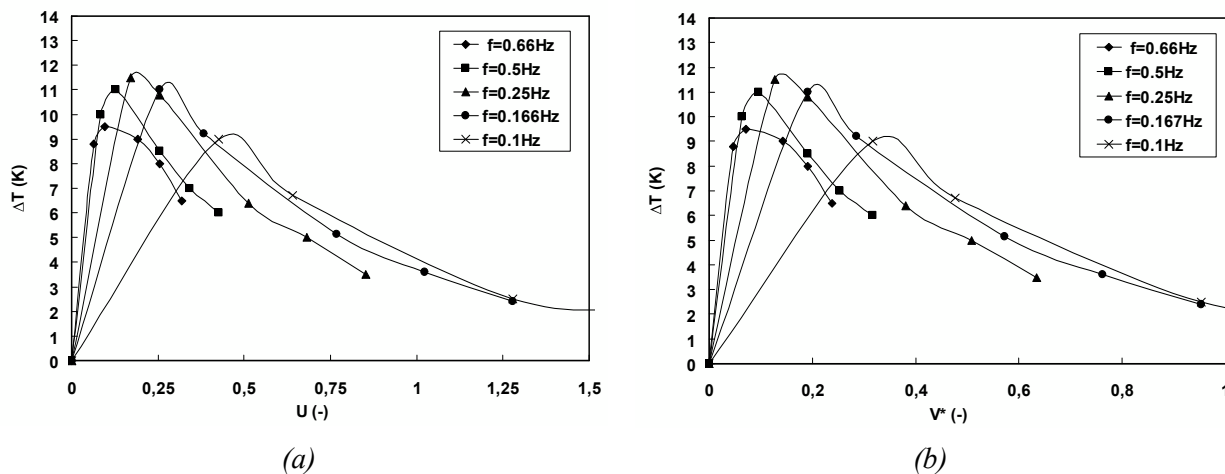


FIGURE IV. 28- Evolution du ΔT en fonction de l'utilisation U (a) et en fonction du volume V^* (b) pour différentes fréquences.

IV.4.1.b. Comparaison des résultats numériques pour R1, R2, R3

Nous avons étudié les influences des facteurs U , V^* et NUT pour les trois régénérateurs, que nous avons ensuite comparés.

Comme on peut le voir sur la Figure IV. 29, les performances des régénérateurs R2 sont supérieures à celles de R1 et R3. Les mêmes conclusions que celles émises expérimentalement peuvent être formulées. A U fixé, R3, de porosité plus faible, a un ratio V^* plus important que les deux autres régénérateurs mais sa quantité de matériau n'est pas optimisée, ce qui dégrade les performances. Les valeurs correspondantes de NUT et le ΔT calculés en fonction du débit sont présentés sur la Figure IV. 30. Comme prévu, les valeurs de NUT de R2 sont supérieures à celles de R1 et R3.

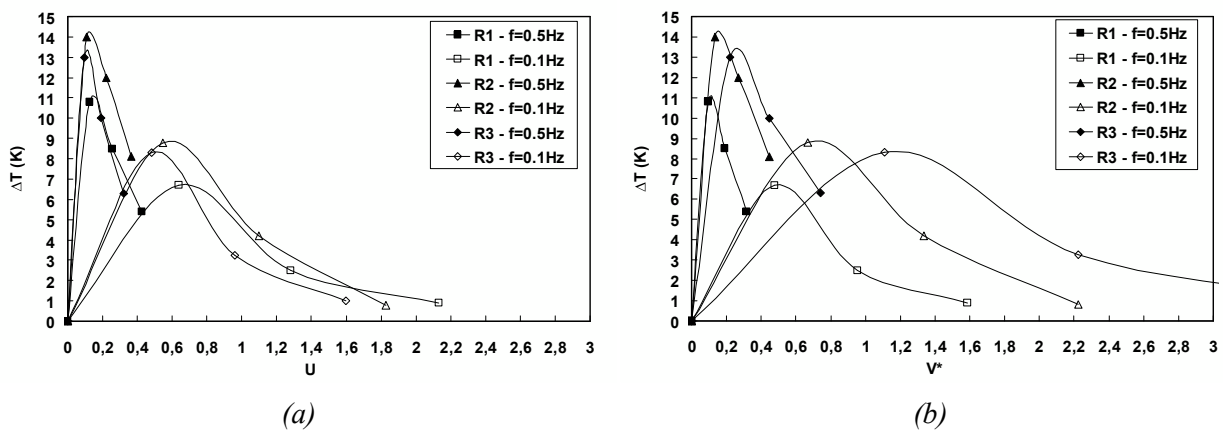


FIGURE IV. 29- Evolution du ΔT des trois régénérateurs en fonction de l'utilisation U (a) et V^* (b) pour différentes fréquences.

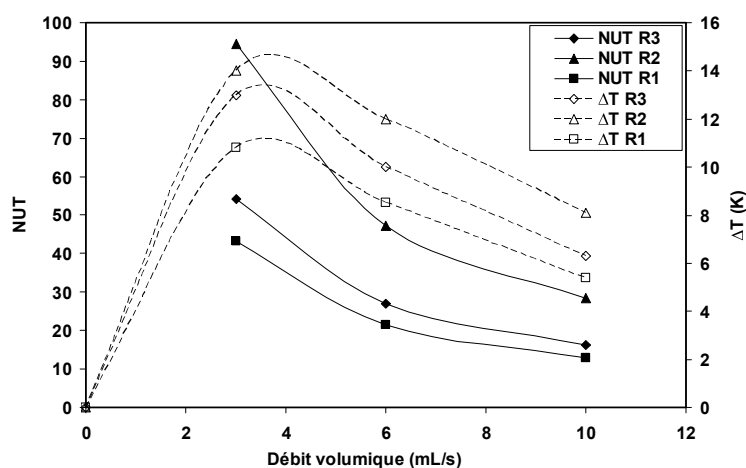


FIGURE IV. 30- Evolution du NUT (trait plein) et du ΔT (trait pointillé) en fonction du débit, à $f = 0.5$ Hz, pour les trois régénérateurs.

La Figure IV. 31 présente l'évolution du ΔT en fonction du volume total déplacé et de la fréquence associé. Pour un débit de 3 mL.s^{-1} (Figure IV. 31.a), les régénérateurs R2 et R3 présentent quasiment les mêmes performances. Pour des débits de 6 et 10 mL.s^{-1} , R2 est meilleur. Les résultats obtenus par simulation sont sans équivoque à l'avantage du régénérateur R2, ce qui confirme les conclusions précédemment émises.

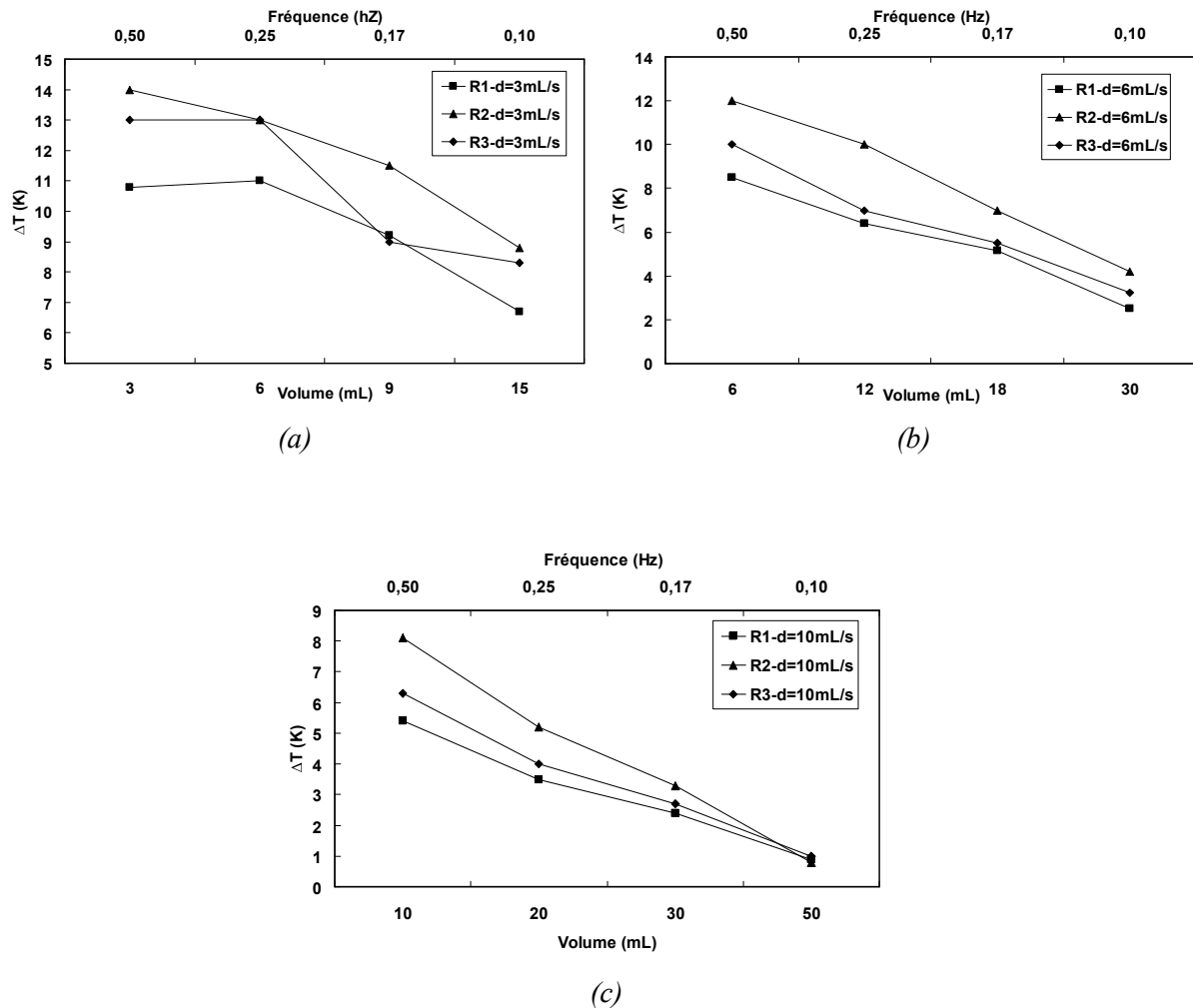


FIGURE IV. 31- Evolution du ΔT en fonction du volume et de la fréquence, pour les trois régénérateurs ; (a) pour un débit de 3 mL.s^{-1} ; (b) pour un débit de 6 mL.s^{-1} ; (c) pour un débit de 10 mL.s^{-1} .

IV.4.2. Comparaison des résultats numériques et expérimentaux : R1, R2, R3

Afin d'étudier la validité du modèle numérique, les résultats obtenus par simulation et par expérimentation ont été comparés.

Dans un premier temps, il est important de comparer chaque régénérateur expérimentalement et par simulation, en fonction de U et de V^* . C'est ce qui est présenté dans la Figure IV. 32 pour $f = 0.5$ et 0.1 Hz.

Plusieurs observations et commentaires peuvent être faits. Tout d'abord, les tendances sont sans surprise les mêmes, car comme nous l'avons vu, les résultats obtenus par simulation concernant l'influence du débit et de la fréquence sur le comportement thermique sont similaires à ceux obtenus expérimentalement. De plus, en fonction des plages de conditions de fonctionnement, les résultats numériques reproduisent la réponse expérimentale obtenue pour chaque régénérateur. Leurs performances sont optimales pour une utilisation U comprise entre 0.15 et 0.6, selon la fréquence. Plus la porosité est grande, plus la plage d'utilisation U est importante, comme pour le régénérateur R1. On retrouve les mêmes observations que celles faites expérimentalement. Cela montre que le modèle numérique respecte le ratio énergétique entre le fluide et le matériau.

A faible fréquence, les résultats numériques s'accordent plus avec l'expérimentation qu'à haute fréquence. Dans ce dernier cas, on surestime le ΔT et l'écart est d'autant plus grand que le débit est faible. Lorsque le débit augmente, les résultats sont plus justes, particulièrement à fort débit (10 mL.s^{-1}), quelque soit le régénérateur.

***Discussions des résultats :** L'une des hypothèses qui explique la surestimation du modèle à haute fréquence est liée aux pertes thermiques. Comme nous l'avons vu, à chaque mouvement du fluide, celui-ci contracte des pertes irréversibles dues aux frottements visqueux avec le matériau. Lorsque la fréquence est élevée, les mouvements sont plus nombreux, augmentant ainsi les pertes irréversibles. Le modèle numérique ne prenant pas en considération ces pertes, il semble naturel que les résultats obtenus avec soient meilleurs. Cependant, cette hypothèse ne suffit pas à justifier tous les résultats. Par exemple, comme nous l'avons constaté, lorsque le débit augmente, l'écart entre simulation et expérimentation se réduit.*

Il est donc nécessaire d'étudier toutes les conditions de fonctionnement au cas par cas, selon la fréquence et le débit. Pour cela, nous avons tracé sur la Figure IV. 33 l'évolution du ΔT en fonction du volume total déplacé et de la fréquence associée, pour les trois régénérateurs.

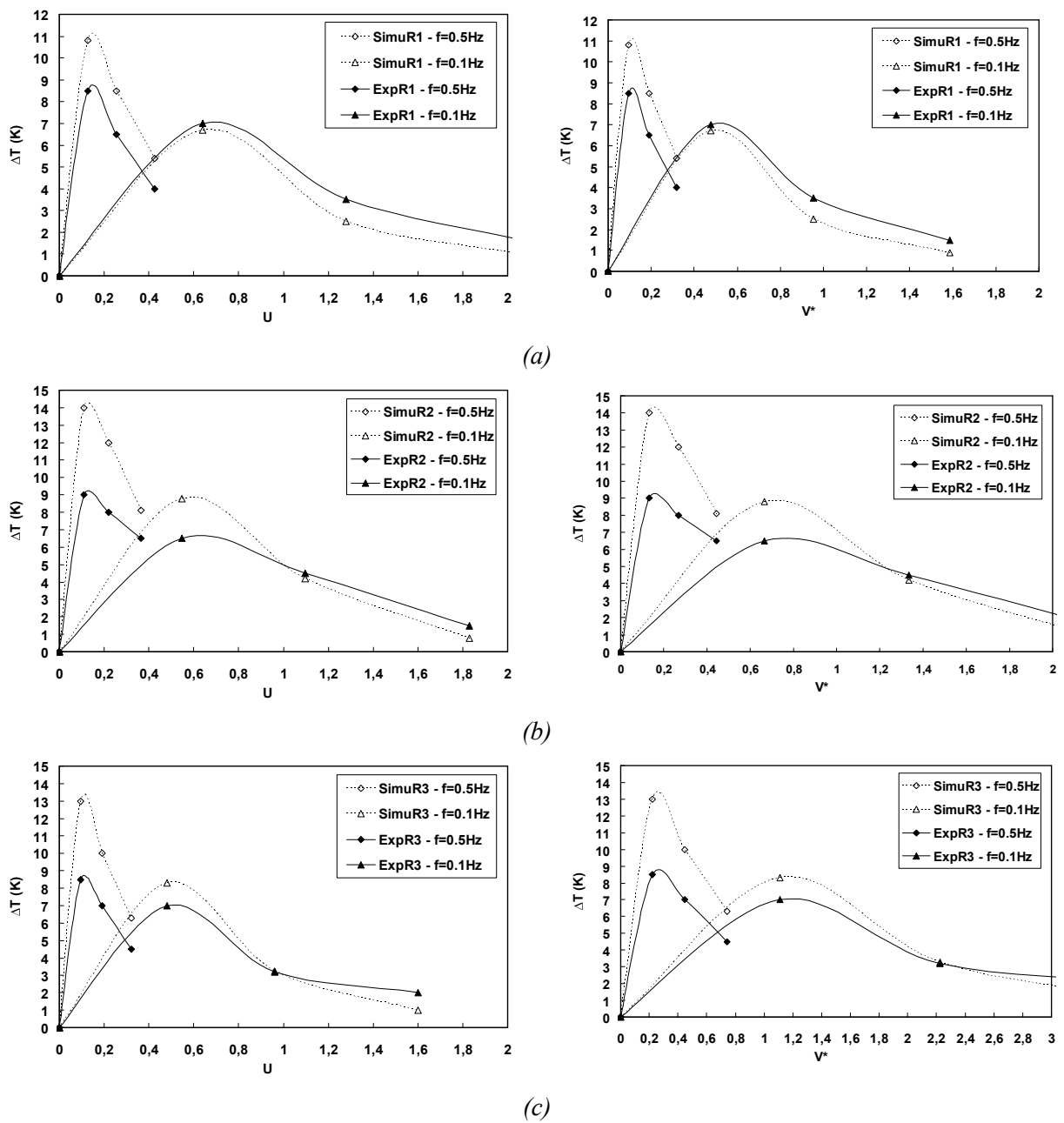


FIGURE IV. 32- Evolution du ΔT obtenu par expérimentation (trait plein) et simulation (trait pointillé), en fonction de U et de V^* , à deux fréquences $f=0.5$ et 0.1 Hz ; (a) R1 ; (b) R2 ; (c) R3.

Les courbes tracées sur la Figure IV. 33 permettent d'isoler quatre conditions de fonctionnement différentes :

- Faible débit / haute fréquence : Surestimation du modèle

Le modèle surestime les résultats par rapport à ceux obtenus par expérimentation (Figure IV. 33.a). Deux raisons permettent d'expliquer cela :

- La première concerne une simplification du modèle. En effet, comme expliqué au Chapitre II, les températures d'entrée utilisées à chaque demi cycle ne sont pas égales à la moyenne du cycle précédent, mais à la température du dernier élément de maillage au dernier pas de temps. De ce fait, c'est la différence de température entre la température de mélange réelle et celle prise en compte par le modèle qui influe sur les résultats. Cette différence est grande en début de cycle et se réduit au cours du temps. A faible volume de fluide déplacé, cet écart est important. Cela explique pourquoi les résultats à faible débit et haute fréquence divergent, le modèle surestime les performances du régénérateur. Inversement, pour un volume déplacé important, l'écart est réduit. Le modèle aura tendance à sous estimer les performances.
- La deuxième raison est due à l'influence des pertes par frottements importants décrits précédemment, qui ne sont pas prises en compte par le modèle numérique.

➤ Faible débit / faible fréquence : Surestimation du modèle

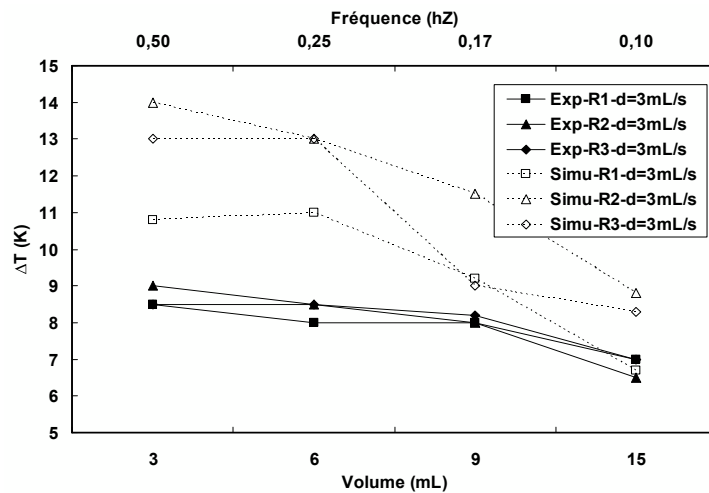
Le modèle a également tendance à surestimer les résultats. Dans ce cas, l'explication la plus probable est à nouveau les pertes thermiques dans le circuit hydraulique qui dans cette manipulation n'est pas assez isolé thermiquement. En effet, il est arrivé dans certains cas que le fluide parcourt 40 ou 60 cm de tuyau, ce qui l'expose considérablement au milieu ambiant. Prenons l'exemple cité précédemment. Pour un volume de 12 mL, dans le cas où le débit est de 3 mL.s^{-1} , le temps de passage du fluide t_e est de 4 s, temps pendant lequel le fluide échange par convection et rayonnement avec le milieu ambiant. Le modèle numérique considère comme adiabatique le volume de fluide qui transite en dehors du régénérateur, il est donc normal qu'il surestime les performances du régénérateur.

➤ Fort débit / haute fréquence : Légère surestimation du modèle

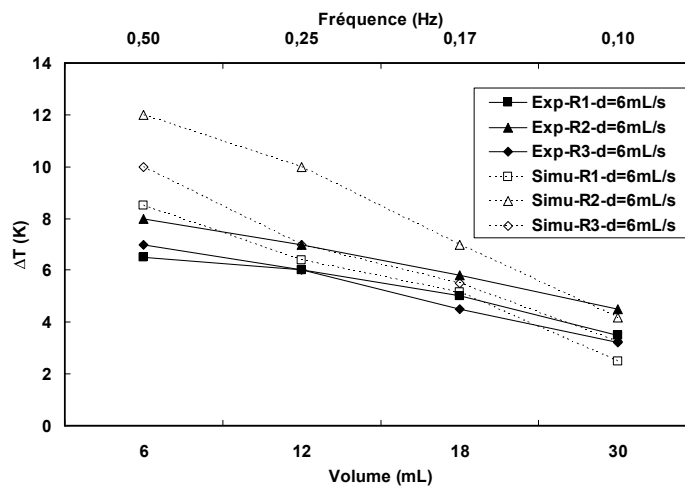
De la même manière que pour les conditions ci-dessus, c'est à nouveau à cause des pertes thermiques avec le milieu ambiant. Cependant, dans ce cas-ci, pour un même volume déplacé, le fluide reste en dehors du régénérateur 4 fois moins longtemps et échange donc moins longtemps avec le milieu ambiant. Les pertes thermiques sont alors plus faibles qu'avec un faible débit et une basse fréquence, ce qui rend le modèle plus proche de l'expérimentation, et les résultats meilleurs.

➤ Fort débit / faible fréquence : Légère sous-estimation du modèle

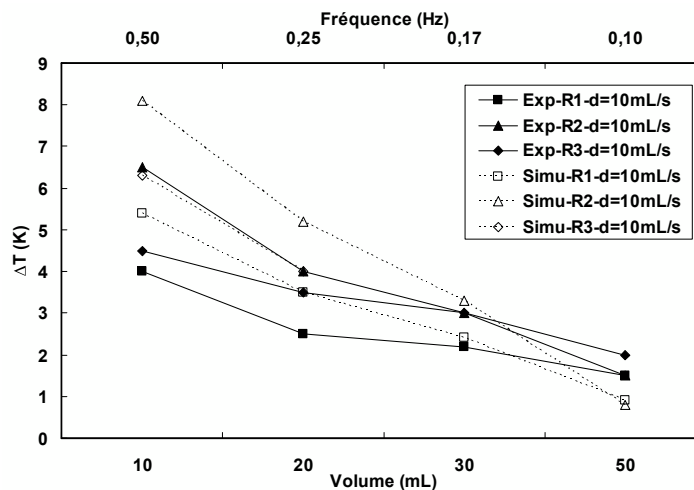
La Figure IV. 33.c montre que cette condition de fonctionnement implique de grands volumes de fluide déplacés. De ce fait, le modèle surestime les ΔT à cause de la non prise en compte de la température des mélanges et il les surestime car il néglige les pertes dans le circuit hydraulique qui sont importantes. Les deux phénomènes se compensent mutuellement et réduisent ainsi les écarts avec l'expérimentation, comme observé sur la Figure IV. 33.



(a)



(b)



(c)

FIGURE IV. 33- Comparaison du ΔT obtenu par expérimentation (trait plein) et simulation (trait pointillé), en fonction du volume et de la fréquence, pour les trois régénérateurs ; (a) pour un débit de 3 mL.s^{-1} ; (b) pour un débit de 6 mL.s^{-1} ; (c) pour un débit de 10 mL.s^{-1} .

Enfin, il est à noter que les résultats numériques et expérimentaux sont plus proches pour le régénérateur R1 que pour R2 et R3. Ceci peut s'expliquer par des transferts thermiques au sein du régénérateur. En traçant les valeurs du nombre NUT calculés et celles obtenues numériquement (Figure IV. 34), on constate que le NUT théorique et le NUT numérique de R1 coïncident, contrairement à ceux de R2 et R3.

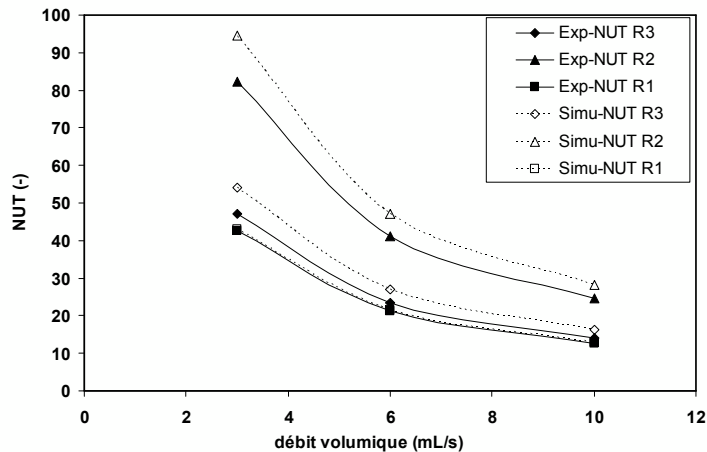


FIGURE IV. 34- Comparaison du NUT obtenu par expérimentation (trait plein) et simulation (trait pointillé), en fonction du débit pour les trois régénérateurs ; (a) valeurs calculées (trait plein) ; (b) valeurs numériques (trait pointillé).

Discussions des résultats : Dans l'étude des régénérateurs du prototype, le modèle numérique a montré deux faiblesses. La première concerne la non prise en compte de la température moyenne du fluide déplacé à chaque cycle. Comme nous l'avons vu, cela reste sans conséquences quand ce volume est important, mais devient problématique dans le cas inverse. La programmation de la température moyenne est actuellement en cours mais certains problèmes de convergence numérique surviennent encore. Dans ces cas d'étude, cette simplification, bien qu'influente, n'est cependant pas une priorité. Comme on a pu le constater, les pertes par frottements ou par échange thermique avec le milieu ambiant sont plus influentes sur les performances. Elles ont de lourdes conséquences sur les résultats numériques obtenus, comme a pu l'observer également Nielsen et al. (2010). Il sera donc intéressant d'intégrer ces pertes dans le modèle numérique, mais également de les atténuer expérimentalement (isolation).

IV.4.3. Application du modèle numérique dans le cas du DEMC

Un seul régénérateur, RD1, a pu être modélisé et testé expérimentalement. Ses caractéristiques sont données dans le Tableau IV. 7.

Les paramètres étudiés sont les mêmes que pour les études précédentes, à savoir le débit et la fréquence. Leurs variations sont la suivante :

- d_f : 1 / 2 / 3 / 4 / 5 / 6 mL.s⁻¹

- f : 0.7 / 0.35 Hz

Régénérateur	Paramètres							Constante
<i>N.</i>	e_s (mm)	e_f (mm)	S_f (mm ²)	L (mm)	V_s (mm ³)	V_f (mm ³)	ε	K (kg ⁻¹)
RD1	1	0.3	105.6	50	18700	5500	0.23	0.062

TABLEAU IV. 7- Caractéristiques du régénérateur RD1 et constante K associée

IV.4.3.a. Validation du modèle

La Figure IV. 35 présente l'évolution du ΔT obtenu dans le régénérateur en fonction du débit à différentes fréquences. De manière générale, les tendances sont similaires à celles obtenues avec le prototype : existence d'un débit optimal et une baisse des performances avec la diminution de la fréquence.

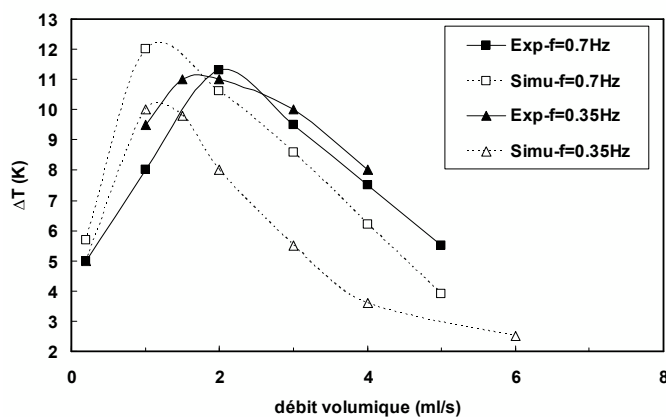


FIGURE IV. 35- Evolution du ΔT obtenu par expérimentation (trait plein) et simulation (trait pointillé) en fonction du débit, à deux fréquences $f = 0.35$ Hz et 0.7 Hz.

IV.4.3.b. Comparaison des résultats numériques et expérimentaux : RD1

La Figure IV. 36 présente l'évolution des écarts de température obtenus par simulation et expérimentation, en fonction de U et V^* . Comme pour le prototype, il est possible de définir quatre conditions de fonctionnement :

- Faible débit / haute fréquence : Surestimation du modèle

Les mêmes hypothèses que celles définies précédemment sont à l'origine de la surestimation du modèle. Les pertes par dissipation et la simplification de la température de mélange font que les résultats obtenus par simulation sont supérieurs à ceux obtenus expérimentalement.

- Fort débit / haute fréquence : légère sous-estimation du modèle

A débit plus important, la tendance de la courbe est similaire, les résultats numériques sont légèrement inférieurs à ceux expérimentaux. L'une des explications est que le DEMC subit moins de pertes thermiques avec le milieu ambiant. En effet, les réservoirs sont de petits cylindres larges, ce qui implique des volumes modestes, contrairement au prototype. De ce fait, seule la non prise en compte de la température de mélange influe sur les résultats, ce qui explique la légère sous-estimation des résultats.

- Faible débit / faible fréquence : légère sous-estimation du modèle

La seule différence entre le modèle et l'expérimentation provient des pertes avec le milieu ambiant. Celles-ci étant mineures, les résultats numériques et expérimentaux sont en accord.

- Fort débit / faible fréquence : légère sous-estimation du modèle

Le modèle sous estime les performances du régénérateur à cause de la non prise en compte de la température de mélange. Les pertes étant limitées, le modèle sous estime les résultats.

Discussions des résultats : *RD1 est mieux isolé thermiquement que le prototype, ce qui réduit les écarts entre résultats numériques et expérimentaux. Ceci est juste lorsque le débit est faible. Pour des volumes déplacés plus important, les écarts augmentent. En effet, les volumes qui transitent dans le régénérateur du DEMC sont plus faibles que pour le prototype. La non prise en compte de la température moyenne devient alors plus influente. La priorité quant à l'amélioration du modèle pour le DEMC sera donc orientée vers la programmation d'une température de mélange plus juste.*

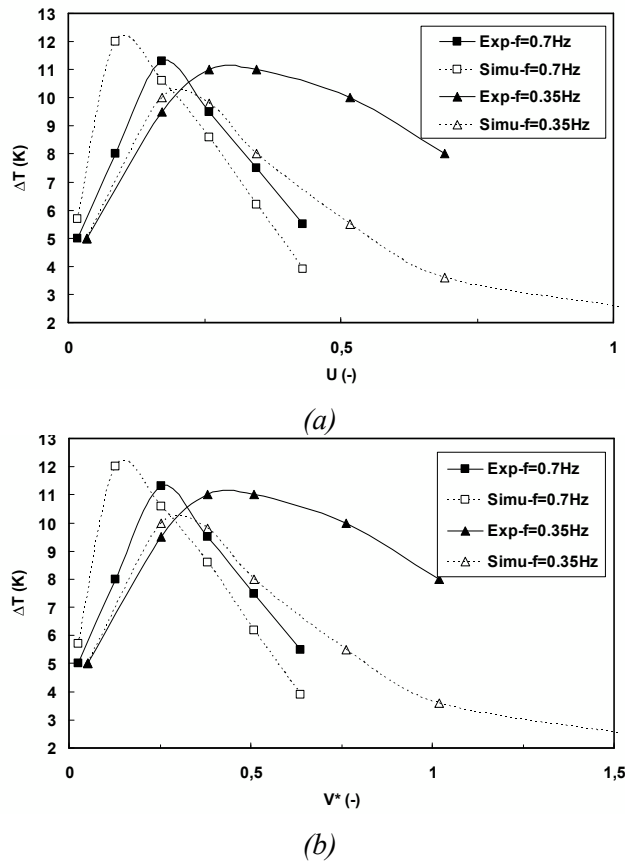


FIGURE IV. 36- Evolution du ΔT obtenu par expérimentation (trait plein) et simulation (trait pointillé), en fonction de U (a), et de V^* (b), à deux fréquences $f = 0.35$ et 0.7 Hz.

IV.4.4. Influence du temps t_{ma}

Le modèle numérique a également été utilisé pour évaluer l'influence de paramètres internes au système de RM, tel le temps de mouvement l'aimant t_{ma} .

Comme vu précédemment dans le Chapitre II, dans les systèmes de RM non continu, il y a un temps « mort » entre les phases aimantation et désaimantation pendant lequel le fluide ne circule pas. Comme l'a démontré Bahl *et al.*(2008), ce temps influe sur le ΔT du régénérateur car il engendre des pertes par conduction supplémentaire. Il réduit également la puissance froide car le fluide ne circule pas dans les échangeurs. Rappelons la loi de Fourier (eq. II.1) :

$$\varphi = -\lambda \nabla T$$

Où le gradient de la température varie en fonction de T et x . Afin d'étudier la diffusivité de la chaleur dans les régénérateurs pendant le temps t_{ma} , nous avons dans un premier temps fait varier la longueur d'un régénérateur, puis ensuite la différence de température initiale ΔT_i auquel le régénérateur est soumis.

➤ Influence de la longueur : régénérateurs R1 (150 mm) et RD1 (50 mm)

Afin de couvrir une large gamme d'utilisation, le temps t_{ma} varie de 0.5 s à 3 s, avec un pas de 1s. Toutes les conditions limites sont les mêmes. On s'est aperçu que le temps de mouvement de l'aimant n'influe que peu sur le régénérateur de 150 mm (R1). Il y a un écart de 6% entre $t_{ma} = 0.5$ s et $t_{ma} = 3$ s. Cela provient de la conductivité du gadolinium qui est trop faible par rapport à la longueur des plaques et du gradient de température le long de la plaque.

Cependant, sur le régénérateur de longueur $L = 50$ mm (RD1), cet écart est plus important. Comme le montrent les courbes sur la Figure IV. 37, le ΔT du régénérateur (t_{ma} de 0.5 s) est de 5.7 K. Pour un $t_{ma} = 3$ s, il est réduit de 17%. L'effet des pertes par diffusivité est donc plus important dans le cas des régénérateurs de faibles longueurs.

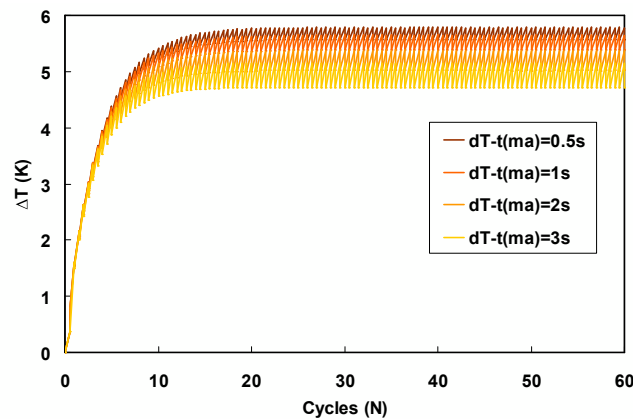


FIGURE IV. 37- Evolution du ΔT en fonction du nombre de cycles pour différentes durées du mouvement de l'aimant $t_{ma} = 0.5/1/2/3$ s. Les valeurs du ΔT en régime établi sont respectivement $\Delta T = 5.64 / 5.44 / 5.1 / 4.82$ K. Soit une différence de 17% au maximum.

➤ Influence du ΔT : régénérateur RD1 (50 mm) pour trois ΔT_i différents

Afin d'étudier l'influence du gradient de température, trois essais à trois débits différents ont été simulés en considérant pour chacun des cas les quatre valeurs de t_{ma} testées précédemment :

- Essai 1 : $\Delta T (t_{ma}=0.5 s) = 5.64 K$
- Essai 2 : $\Delta T (t_{ma}=0.5 s) = 8.2 K$
- Essai 3 : $\Delta T (t_{ma}=0.5 s) = 10.1 K$

La Figure IV. 38 présente l'évolution du ΔT obtenu pour chaque simulation, pour les mêmes valeurs de temps t_{ma} ainsi que les écarts relatifs au ΔT obtenus à $t_{ma} = 0.5$ s et $t_{ma} = 3$ s pour chacun des trois essais. L'influence du temps de mouvement de l'aimant est plus grande sur un régénérateur ayant un fort gradient thermique. On constate une réduction de 17% et 40% respectivement pour un ΔT de 5.6 K et 10.1 K.

Il est donc indispensable de réduire ce temps mort, particulièrement pour les régénérateurs de faibles longueurs, lorsque l'écart de température entre le côté froid et chaud est important.

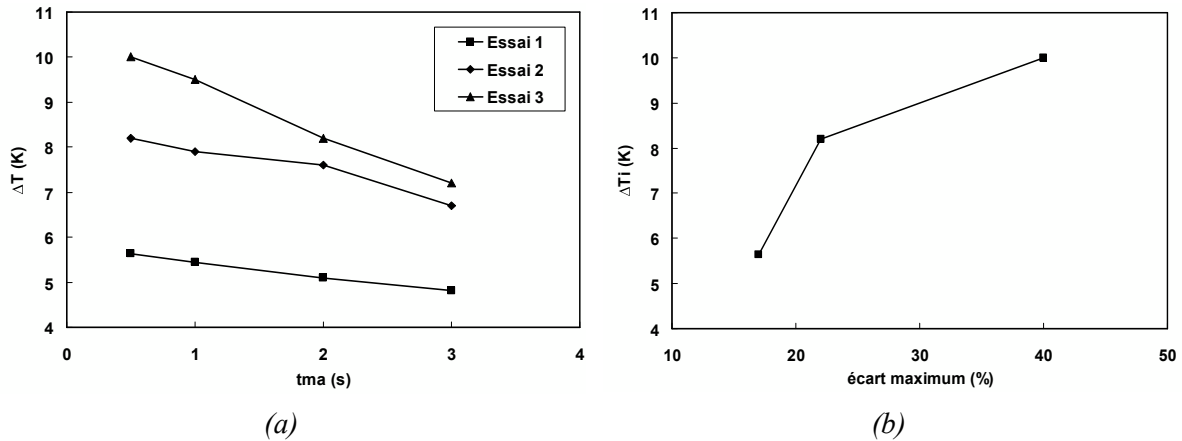


FIGURE IV. 38- Evolution du ΔT en fonction du temps de mouvement de l'aimant, pour trois essais différents (a) ; Evolution de l'écart en pourcentage entre la valeur du ΔT ($t_{ma} = 0.5$ s) et la valeur du ΔT ($t_{ma} = 3$ s) en fonction du ΔT ($t_{ma} = 0.5$ s) (b).

IV.5. Conclusion

Ce chapitre décrit l'application et l'exploitation des dispositifs expérimentaux et outils numériques qui ont été mis en place.

Différentes géométries de régénérateurs en plaque ont pu être testées et évaluées. Les résultats expérimentaux ont permis de définir la géométrie et les conditions de fonctionnement optimales à prendre en compte :

- Il est nécessaire d'utiliser une épaisseur de plaque faible, inférieure à 2 mm. En accord avec ce choix, l'épaisseur de fluide ne doit pas excéder 0.5 mm. Un entrefer de 0.3mm a montré les meilleurs résultats (9 K).
- Selon la porosité, les conditions de fonctionnement optimales (débit et fréquence) changent. Quelque soit le dispositif, les études ont montré qu'un faible débit à fréquence élevée favorisera un ΔT important, alors qu'un fort débit augmentera la puissance froide. Il est donc nécessaire de définir premièrement le ΔT souhaité afin de calculer les ratios énergétiques optimaux à l'obtention d'une puissance froide conséquente. Dans le cas du prototype, le régénérateur R2 possède les meilleures performances, comme par exemple un ΔT de 6 K pour un débit de $8.4 \text{ mL}\cdot\text{s}^{-1}$ et une fréquence de $f = 0.3$ Hz.

En terme de conditions de fonctionnement optimales, ces résultats ont été vérifiés par la simulation. Quelque soit le dispositif, le modèle a montré ses points forts en montrant des conclusions identiques. On a aussi pu valider l'hypothèse quant à l'augmentation des performances du prototype pour un débit

plus faible que 3 mL.s^{-1} . Le régénérateur R2 présente également les meilleures performances, ce qui valide les conclusions quant à la porosité la plus avantageuse. Enfin, la prise en compte du temps de mouvement de l'aimant permet à la fois de se rapprocher des conditions de fonctionnement réelles, mais également d'étudier son influence sur les performances. On a pu ainsi constater qu'une réduction maximale du temps mort est indispensable pour des régénérateurs de faibles longueurs.

En terme de comparaison, le modèle a montré deux faiblesses : la non prise en compte de la température de mélange et celle des pertes thermiques. Cette première est plus influente dans le cas du DEMC, dispositif mettant en jeu de faibles volumes. La deuxième faiblesse a de plus lourdes conséquences dans le cas du prototype, ceci étant dû à son isolation plus réduite. De ce fait, il est important d'intégrer dans le modèle ces deux simplifications, afin d'en faire un outil plus fiable, qui permettra par la suite d'optimiser les régénérateurs. D'un point de vue expérimental, cela montre qu'il est nécessaire d'améliorer l'isolation thermique des régénérateurs et des réservoirs des dispositifs.

L'expérience acquise tout au long de ses travaux de thèse nous a permis de résoudre de nombreux problèmes techniques, mécaniques et fluidiques. L'exploitation du prototype, en particulier pour la puissance froide, n'est cependant pas encore complète. L'étude en parallèle de nouveaux régénérateurs de natures différentes grâce au DEMC viendra compléter ces travaux.

Bibliographie

- IV.1. Allab F. 2008, Etude et conception d'un dispositif de réfrigération magnétique basé sur l'effet magneto-calorique géant. *Thèse*, Grenoble INP, G2elab.
- IV.2. Aprea C, Maiorino A. 2010, A flexible numerical model to study an active magnetic refrigerator for near room temperature applications, *Applied Energy* 87: 2690-2698.
- IV.3. Bahl C.R.H, Petersen T.F, Pryds N, Smith A. 2008, A versatile magnetic refrigeration test device, *Rev. Sci. Instrum.* 79(9): 093906.
- IV.4. Engelbrecht K, Jensen J.B, Bahl C.R.H, Pryds N. 2009, Experiments on a modular magnetic refrigeration device, *Third International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR: 431-436
- IV.5. Engelbrecht K, Nielsen K.K, Pryds N. 2010, An experimental study of passive regenerator geometries, *Thermag IV: Fourth International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR : 305-312.
- IV.6. Li P, Gong M, Yao G, Wu J. 2006, A practical model for analysis of active magnetic regenerative refrigerators for room temperature applications, *Int. J. Refrig.* 29: 1259–1266.
- IV.7. Oliviera P.A, Trevizoli P.V, Barbosa J.R., Prata A.T. 2009, Numerical analysis of a reciprocative active magnetic regenerator – Part II: Performance analysis, *Third International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR: 289-294
- IV.8. Nielsen K.K, Bahl C.R.H, Smith A, Bjørk R, Pryds N, Hattel J. 2009, Detailed numerical modeling of a linear parallel-plate Active Magnetic Regenerator, *Int. J. Refrig.* 32: 1478-1486
- IV.9. Nielsen K.K, Barbosa J.R , Trevizoli P.V. 2010, Numerical analysis of a linear reciprocating active magnetic regenerator. *Fourth International conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR: 437-444
- IV.10. Nielsen K.K, Bahl C.R.H, Smith A, Pryds N, Hattel J. 2010, A comprehensive parameter study of an active magnetic regenerator using a 2D numerical model, *Int. J. Refrig.* 33: 753-764.
- IV.11. Risser M, Vasile C, Engeli T, Keith B, MULLER C. 2009, Mathematical model for a magnetocaloric system's performance for an industrial application, *Third International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR: 303-310

- IV.12. Russek S, Auringer J, Boeder A, Chell J, Jacobs S, Zimm C. 2010, The performance of a rotary magnet magnetic refrigerator with layered beds, *Thermag IV: Fourth International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR: 339-349
- IV.13. Tagliafico G, Scarpa F, Canepa F. 2010, A dynamic 1-D model for a reciprocating active magnetic regenerator; influence of the main working parameters, *Int. J. Refrig.* 33(2): 286-293.
- IV.14. Trevizoli P.V, Barbosa J.R, Ferreira R.T.S. 2010, Design and preliminary results of a Gd-based linear reciprocating active magnetic regenerator test apparatus, *Thermag IV: Fourth International conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR: 323-331
- IV.15. Tura A, Rowe A. 2009, Progress in the characterization and optimization of a permanent magnet magnetic refrigerator. *Third International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR: 387–392.
- IV.16. Tusek J, Sarlah A, Zupan S, Prebil I, Kitanovski A, Poredos A. 2010, A numerical optimization of a packed bed AMR, *Thermag IV: Fourth International conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIF-IIR: 425-435

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

La réfrigération magnétique est une technologie émergente et prometteuse qui pourrait constituer une alternative pour produire du froid avec une efficacité énergétique élevée et sans impact sur l'environnement. De plus en plus de prototypes ont été construits à travers le monde au cours de ces dix dernières années. Ils mettent en évidence la faisabilité de la technologie mais révèlent également des problèmes scientifiques et techniques qu'il est nécessaire de maîtriser pour aboutir à un système réel performant. Ces travaux de thèse constituent une contribution à l'étude de cette thématique. Ils ont été menés en s'appuyant sur deux démarches complémentaires qui sont l'expérimentation et la modélisation.

L'étude expérimentale a consisté principalement au développement et l'exploitation de deux dispositifs de réfrigération magnétique. Des caractérisations de matériaux ont été également menées mais uniquement sur le Gadolinium en utilisant la méthode de mesure magnétique.

Nous avons tout d'abord participé au dimensionnement et à la réalisation d'un dispositif DEMC. Ce dernier a été conçu pour comparer différentes natures et formes de matériaux et optimiser les paramètres de cycle sur les performances du régénérateur. Il a été opérationnel en 2009 et de nombreux essais ont été effectués afin de vérifier sa faisabilité et sa fonctionnalité. Un écart de température entre la source chaude et la source froide de 8°C a pu ainsi être obtenu. Nous avons également proposé et réalisé une nouvelle structure de support de régénérateur mieux adaptée et capable d'accueillir aisément différentes formes de matériau (lit de bille, PPP). Son utilisation a permis d'obtenir un nouveau régénérateur plus performant (# 11.5°C avec 0.147 kg de matériau).

Une autre partie de notre travail expérimental s'est orientée sur le prototype de RM. Au début de nos travaux, le dispositif était en fin de réalisation, la majeure partie de la structure était en place. Cependant les premiers essais qui ont été réalisés à la fin de l'année 2008 (Thèse Cédric Dupuis) n'ont pas été concluants. Une grande partie de nos travaux a consisté à améliorer le dispositif afin d'obtenir des résultats plus proches de ceux prévus théoriquement. Car comme le disait le physicien Homi Bhabha¹ : « *En physique, l'expérimentateur doit nécessairement tenir un plus grand compte des problèmes et des difficultés que le théoricien.* ». C'est ainsi qu'une restructuration des régénérateurs a été mise en œuvre en résolvant en priorité les problèmes d'écoulement. De ce fait, un premier régénérateur a été conçu et testé. D'autres améliorations ont été apportées sur le système, principalement sur la partie hydraulique et l'asservissement du moteur. Les mesures ont montré une très bonne reproductibilité et une nette amélioration en terme de ΔT par rapport aux premiers essais. Ce dispositif a été utilisé pour analyser l'influence des paramètres du cycle AMR et étudier le

¹ Conférence sur les utilisations pacifiques de l'énergie atomique, 1955, Genève.

comportement thermique de différents régénérateurs. C'est ainsi que trois autres régénérateurs ont été fabriqués. Nous avons ainsi pu définir certaines conditions de fonctionnement optimales. Ainsi, selon l'utilisation souhaitée du système de RM, il existe un couple débit / fréquence optimal. Nous avons démontré qu'il était nécessaire de travailler à fréquence élevée et d'adapter la valeur du débit de fonctionnement en fonction du ΔT et de la puissance froide souhaités. Une faible épaisseur de fluide et de matériau doit être également privilégiée pour atteindre des ΔT et des puissances élevés. De plus, la mise en place de l'échangeur *E2* a permis d'obtenir quelques premiers résultats intéressants quant à la puissance disponible dans le système.

Pour l'étude des matériaux à EMC et des régénérateurs, deux perspectives sont envisageables. La première concerne la comparaison des méthodes de caractérisation des propriétés magnéto-caloriques. Il serait intéressant d'effectuer des mesures calorimétrique et magnétiques sur un plus grand nombre d'échantillons, afin d'une part de disposer de valeurs précises de $\Delta S_m(H, T)$, $\Delta T_{ad}(H, T)$ et du $c_p(T)$ et d'autre part, pour lever la controverse qui existe aujourd'hui sur la pertinence des deux méthodes dans le cas des matériaux du 1er ordre. La deuxième perspective est relative à la réalisation et l'étude avec le DEMC d'autres régénérateurs, en particulier un régénérateur multicouches en LaFeSiH ayant des températures de Curie différentes. En effet, comme nous l'avons vu, la température initiale du système est un paramètre influent. L'utilisation d'un matériau unique comme le gadolinium restreint le domaine d'application visé.

Concernant le prototype, il semble intéressant de finaliser la comparaison des blocs actifs. Pour cela, il serait utile de construire un nouveau régénérateur R4 afin de valider définitivement toutes les hypothèses émises. Nous envisageons également de poursuivre les essais du prototype en utilisant quatre régénérateurs identiques de type R2 afin d'obtenir une puissance conséquente. Une étude plus complète de la puissance froide est cependant indispensable, car, d'un point de vue typiquement technique, c'est la puissance froide disponible qui est le plus représentatif d'une technologie de production de froid.

Le deuxième aspect de notre travail a porté sur le développement d'un modèle numérique 2D. La modélisation concernait particulièrement le cycle thermique à régénération mis en œuvre dans la réfrigération magnétique pour amplifier les écarts de température ΔT entre la source chaude et la source froide. En effet l' "EMC géant" des matériaux actuellement disponibles reste modeste (qq °C/T) et ne peut pas être exploité directement pour atteindre des niveaux de ΔT opérationnels dans un système réel. Ainsi un outil numérique 2D dédié a été développé dans l'environnement FLUENT et nous a permis de rejoindre les quatre autres équipes internationales qui travaillent sur ce type de modélisation. La considération et la résolution en 2D des équations de Navier Stokes sont en effet intéressantes car elles permettent de mieux rendre compte des transferts thermiques et fluidiques et de s'affranchir des corrélations approximatives pour le coefficient d'échange. Par contre, leur mise en œuvre dans notre cas a été complexe car elle a nécessité d'une part une discrétisation spatiale et temporelle fine et adaptée pour tenir compte précisément des phénomènes physiques mis en jeu. D'autre part des programmes utilisateurs spécifiques à FLUENT ont dû être développés pour décrire correctement les phases du cycle en initialisant à chaque étape l'état thermique du matériau et les conditions aux limites. De nombreux problèmes de convergence ont été rencontrés et résolus. Une automatisation complète de la procédure a été également effectuée et a permis de réduire

considérablement le temps de résolution. Le modèle a été également amélioré pour tenir compte des temps morts entre les phases aimantation et désaimantation existant dans un dispositif réel.

Nous avons ainsi étudié le comportement thermique d'un premier régénérateur, R1. Les résultats ont montrés certaines conditions de fonctionnement optimales et nous avons pu évaluer l'influence des paramètres de cycles AMR. Ces résultats ont montré de grandes similitudes avec ceux obtenus expérimentalement, montrant ainsi que le modèle était un outil fonctionnel en terme de reproductibilité des cycles AMR et de prévisions des performances. De ce fait, plusieurs autres régénérateurs ont été modélisés. Certaines géométries n'ont montré aucun intérêt, leurs performances étant trop faibles. D'autres, comme R2, R3, ou RD1, ont au contraire présenté des performances intéressantes, ce qui nous a motivé à les réaliser.

En comparant les résultats, deux faiblesses ont néanmoins pu être relevées, la non prise en compte de la température de mélange et la non modélisation des pertes thermiques, ce qui fera l'objet des prochaines améliorations du modèle numérique. D'une part, ces deux simplifications devront être prises en compte afin d'améliorer le modèle et rendre les résultats numériques plus justes. D'autre part, cela montre aussi qu'il sera nécessaire d'améliorer l'isolation thermique des deux dispositifs. En effet, les pertes avec le milieu ambiant semblent être conséquentes et influent sur les performances des régénérateurs. Suite à cela, il sera intéressant de modéliser des régénérateurs à structures différentes, notamment ceux du type lit de billes.

ANNEXES

ANNEXE A1 : Schématisation des cycles thermo-magnétiques

Le tracé des cycles thermodynamiques dans le Chapitre I est simplifié. En effet, lorsque l'on trace un cycle (Brayton, AMR, Ericsson, etc.) pour un matériau magnétocalorique, il est injuste de considérer les courbes d'entropie comme linéaire suivant la température. En effet, comme le montre la Figure A1.1, l'entropie magnétique n'est pas constante suivant la température. De ce fait, il y a un minima et extrema de l'entropie magnétique suivant T. La Figure A1.2 schématise le cas réel et simplifié des courbes d'entropie en fonction de la température, pour du gadolinium. Les zones (1), (2) et (3) correspondent aux températures de 260, 294, 310 K, respectivement, sur les trois figures. Comme le montre la Figure A1.2(a), le cas simplifié considère une variation d'entropie magnétique constante ($\Delta Sm = \Delta Sm_2$) sur toute la plage de température (1), (2), (3). C'est dans ce cas qu'est définie l'efficacité de Carnot. Dans le cas réel, pour chaque zone, les valeurs de ΔSm sont différentes et donc la capacité de réfrigération Q (définie par l'équation I.7), n'est pas constante suivant la température.

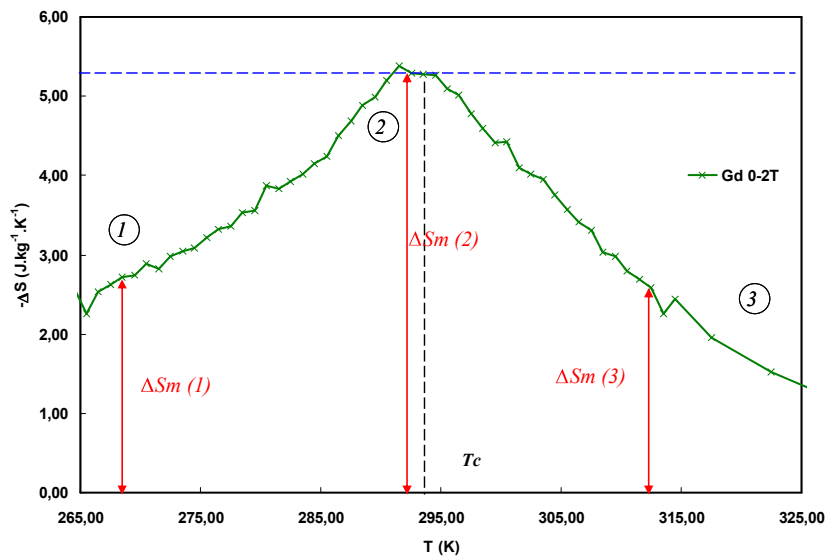


Figure A1.1- Courbe expérimentale de la variation de l'entropie magnétique en fonction de la température. Champ appliqué : 2 T ; matériau : Gd ; Les variations d'entropie magnétique sont différentes selon la température (ΔSm_1 , ΔSm_2 , ΔSm_3)

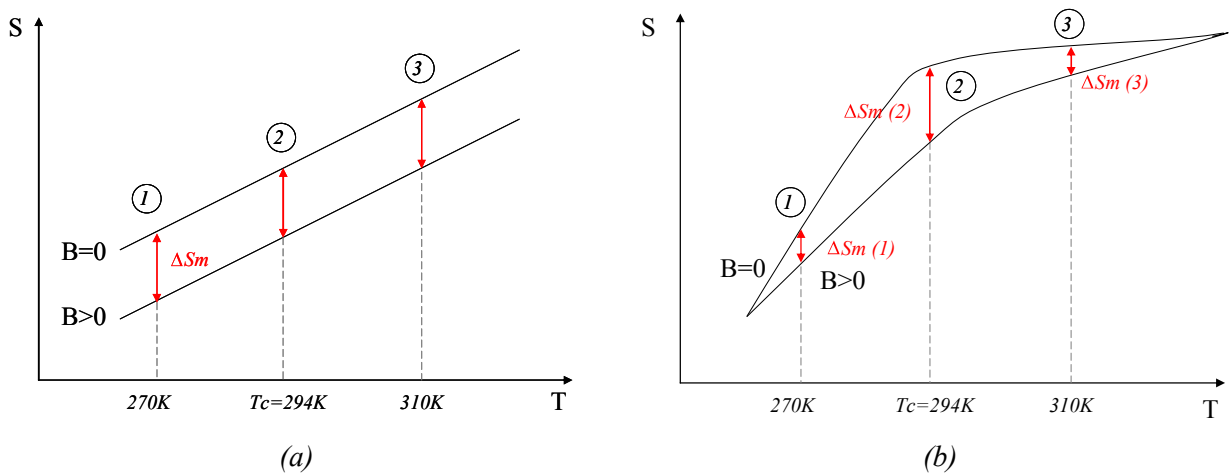


Figure A1.2- Courbes d'entropie et ΔSm correspondant en fonction de la température, à $B = 0 T$ et $B = 2 T$. (a) courbe simplifiée ; (b) courbe prenant en compte la variation réelle de l'entropie dans le matériau.

**ANNEXE A2 : Méthodes de résolution détaillée du solveur
FLUENT**

Reprenons par exemple, pour une configuration stationnaire et sans force externes, les équations de quantité de mouvement et de continuité; sous forme d'intégrale :

$$\int_A \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} = 0 \quad \text{A2. 1}$$

$$\int_A \rho \vec{v} \vec{v} \cdot d\vec{A} = - \int_A p d\vec{A} + \int_A \Gamma d\vec{A} \quad \text{A2. 2}$$

Avec $d\vec{A}$ le vecteur associé à une face (normal à la face).

La discrétisation de l'équation (A2.3) et (A2.4) pour la composante de la vitesse dans la direction x devient :

$$\sum_f^{N_{faces}} \rho_f v_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{faces}} J_f \cdot \vec{A}_f = 0 \quad \text{A2. 5}$$

$$\sum_f^{N_{faces}} \rho_f v_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f = - \sum_f^{N_{faces}} p_f \vec{A}_f \vec{i} + \sum_f^{N_{faces}} \mu (\nabla v)_n \cdot \vec{A}_f \quad \text{A2. 6}$$

Les valeurs discrètes de la pression, de la vitesse et de la température sont stockées au centre des cellules. Leurs calculs sur les faces sont nécessaires pour exprimer les termes de convection et de pression.

➤ *Calcul de la vitesse sur les faces*

Pour le calcul des vitesses sur les faces, le schéma « UPWIND » a été utilisé. La grandeur sur la face est calculée en interpolant par rapport aux valeurs des cellules les plus proches par un schéma décentré amont du second ordre. Le terme de vitesse se calcul donc ainsi :

$$v_f = v + \nabla v \cdot \Delta \vec{s} \quad \text{A2. 7}$$

∇v représente le gradient de vitesse et $\Delta \vec{s}$ le vecteur déplacement du centre de la cellule au centroïde de la face. Pour chaque cellule, le calcul du gradient de vitesse s'effectue par le théorème de Green-Gauss (green-gauss-cell calculation) :

$$\nabla v = \frac{1}{V} v \sum_f^{N_{faces}} \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f \quad \text{A2. 8}$$

\vec{v}_f définit la vitesse moyenne de v sur une face. Dans notre étude (maillage structuré), cette valeur est calculée en faisant la moyenne des cellules voisines :

$$\bar{v}_f = \frac{v_E - v_P}{2} \quad \text{A2. 9}$$

Finalement, avec l'utilisation des schémas décrits précédemment, l'équation discrétisée du bilan de quantité de mouvement suivant x s'écrit :

$$a_p v = \sum_f^{N_{\text{faces}}} p_f \bar{A}_f \bar{i} + \sum_{N_b} a_{nb} v_{nb} \quad \text{A2. 10}$$

Où N_b désigne le nombre de cellules adjacentes, a_p et a_{nb} les coefficients linéarisés de v et v_{nb}

➤ *Calcul de la pression*

Par défaut, nous avons utilisé le schéma type PRESTO (Pressure Staggering Option). Il s'agit d'établir l'équilibre sur un volume de contrôle. La méthode est similaire à celle utilisée pour les grilles décalées en maillage structuré¹.

➤ *Couplage pression-vitesse*

Les équations résolues par FLUENT (N-S) nécessitent la résolution du champ de pression. Pour cela, le solveur utilise l'équation de continuité comme équation de pression. Plusieurs types d'algorithmes sont disponibles, nous avons opté pour le schéma SIMPLE : (Semi-implicit Method for Pressure-Linked Equations). Il utilise une relation entre la vitesse et des corrections de pression pour renforcer la conservation de la masse (équation de continuité).

Si l'équation de bilan de quantité de mouvement est résolue à partir d'une pression supposée p^* , le flux de masse résultant J_f^* ne satisfiera pas l'équation de continuité. Par conséquent, une correction de flux J_f' est ajoutée. On obtient alors le flux corrigé :

$$J_f = J_f^* + J_f' \quad \text{A2. 11}$$

J_f' est calculé par la relation suivante :

$$J_f' = d_f (p'_{cE} - p'_{cP}) \quad \text{A2. 12}$$

Où p' est la correction des pressions dans les cellules voisines E et P de la face considérée. Les corrections de flux de masse (A2.13) et (A2.14) sont alors injectées dans l'équation discrétisée de la continuité pour obtenir une équation représentative du terme de correction de pression p' :

¹ Réf: Patankar S. V.1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. *Hemisphere, Washington*, 1980.

$$a_p p' = \sum_{Nb} a_{nb} p'_{nb} + b \quad \text{A2. 15}$$

Où b désigne le flux dans la cellule définit par :

$$b = \sum_f^{N_{faces}} J_f^* \cdot \vec{A}_f \quad \text{A2. 16}$$

L'équation de la correction de pression (A2. 15) est résolue par une méthode de multigrille algébrique (AMG). Lorsque le terme de correction est obtenu, la pression est alors corrigée en utilisant un facteur de sous-relaxation α_p :

$$p = p^* + \alpha_p p' \quad \text{A2. 17}$$

Le flux corrigé J_f (A2. 11) satisfait alors l'équation discrète de continuité à chaque itération.

➤ **Discrétisation temporelle**

De la même manière que pour la discrétisation spatiale, FLUENT discrétise le temps. La méthode utilisée appelée *Segregated*, elle résout les équations de manière implicite. Une expression générique représentant l'évolution du temps pour la variable ϕ donne :

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = F(\phi) \quad \text{A2. 18}$$

Où la fonction F incorpore toute discrétisation spatiale. Une méthode d'Euler du premier ordre transforme alors (A2. 18) en :

$$\frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\Delta t} = F(\phi^{n+1}) \quad \text{A2. 19}$$

Où ϕ est une quantité scalaire, n l'instant t et $n+1$ l'instant $t+1$

➤ **Sous-relaxation**

Comme cela a été décrit précédemment, la non-linéarité des équations impose une sous-relaxation des valeurs obtenues à chaque itération. La nouvelle valeur de la variable ϕ dépend de l'ancienne valeur ϕ_{old} , la variation de la valeur $\Delta\phi$ et du coefficient de relaxation α définit par l'utilisateur :

$$\phi = \phi_{old} + \alpha \Delta\phi \quad \text{A2. 20}$$

➤ *Itération*

Dans notre cas d'études, nous utilisons des méthodes itératives pour résoudre les équations jusqu'à convergence de la solution. De ce fait, les solutions requièrent un certain nombre d'itérations pour chaque pas de temps. Le schéma résultant est donné par la Figure A2.1.

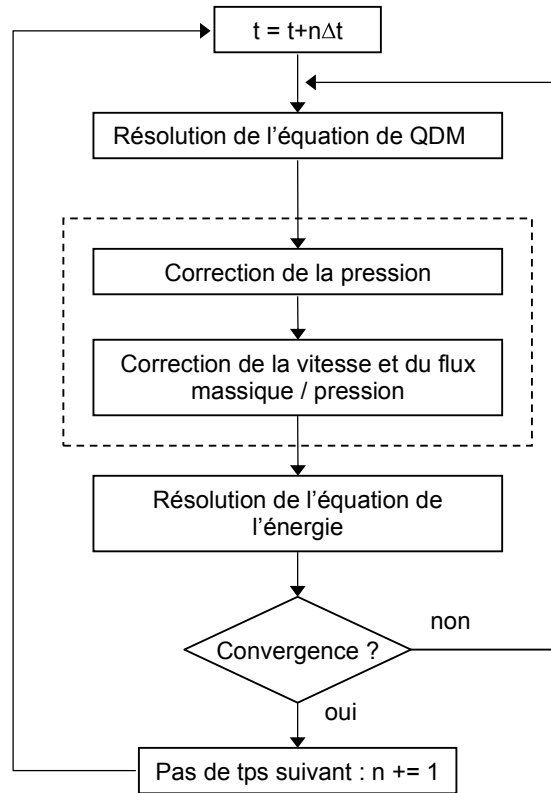


FIGURE A2.1- *Vue d'ensemble de la méthode itérative dans le temps pour le solveur « Segregated »*

**ANNEXE A3 : Dimensionnement du moteur pour le cycle
hydraulique du DEMC.**

Lors du dimensionnement du bloc actif cylindrique du DEMC, des questions se sont posées à nous, particulièrement sur les caractéristiques du moteur à choisir. Si l'on regarde avec précisions les différents paramètres hydrauliques impliqués dans la RM, on voit qu'ils sont liés les uns avec les autres. Dans notre cas d'études, nous pouvons en identifier 3 en amont et 3 en aval :

- La vitesse du piston v_p : règle le débit et la fréquence du cycle
- Le diamètre du piston D_p : influe sur le débit et le volume de fluide dans le bloc actif
- La course du piston C_p : influe sur le débit et le volume
- La fréquence du cycle f : dépend directement du temps de passage du fluide dans le régénérateur noté t_e et de la vitesse du piston.
- Le débit \dot{m} : dépend de tous les paramètres décrits ci-dessus
- Le volume de fluide V : dépend de la course du piston, et du diamètre du cylindre.

Les paramètres sont liés les uns au autres via plusieurs relations :

- Le volume :

$$V = \frac{\pi \cdot D_p}{4} \cdot C_p \quad \text{A3.1}$$

- La fréquence du cycle

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{2 \cdot t_e} = \frac{V_p}{2 \cdot C_p} \quad \text{A3.2}$$

- Le débit :

$$\dot{m} = \frac{V \cdot V_p}{C_p} = \frac{V}{t_e} = V \cdot 2 \cdot f \quad \text{A3.3}$$

Comme cela l'a été expliqué dans le Chapitre III, nous avons voulu conserver l'appareillage autour du bloc actif. Cette contrainte a imposé un paramètre : le diamètre, à 3cm.

Afin de déterminer les paramètres idéaux pour assurer les meilleures performances du DEMC, nous avons simulé le bloc actif première génération décrit dans le Chapitre III, constitué de plusieurs plaques empilées de Gd, assimilable à une plaque de dimension $L^*l^*e = 0.05*0.57*10^{-3}$ m et d'un écoulement de fluide de dimensions $L^*l^*e = 0.5*0.57*1.57*10^{-4}$ m. L'effet EMC a été fixé à 1.4 K.

La simulation a été effectuée à l'aide du programme AMR développé sous MATLAB par Houssem Bouchekara dans le cadre de sa thèse¹. Nous avons donc fait varier les différents paramètres référencés

¹ Bouchekara H. 2008, Recherche sur les systèmes de réfrigération magnétique. Modélisation numérique, conception et optimisation. *Thèse*, Grenoble INP, G2elab.

ci-dessus (toujours en conservant le paramètre Diamètre fixé : $D=3\text{cm}$). Les résultats obtenus sont présentés sur la Figure A3.1.

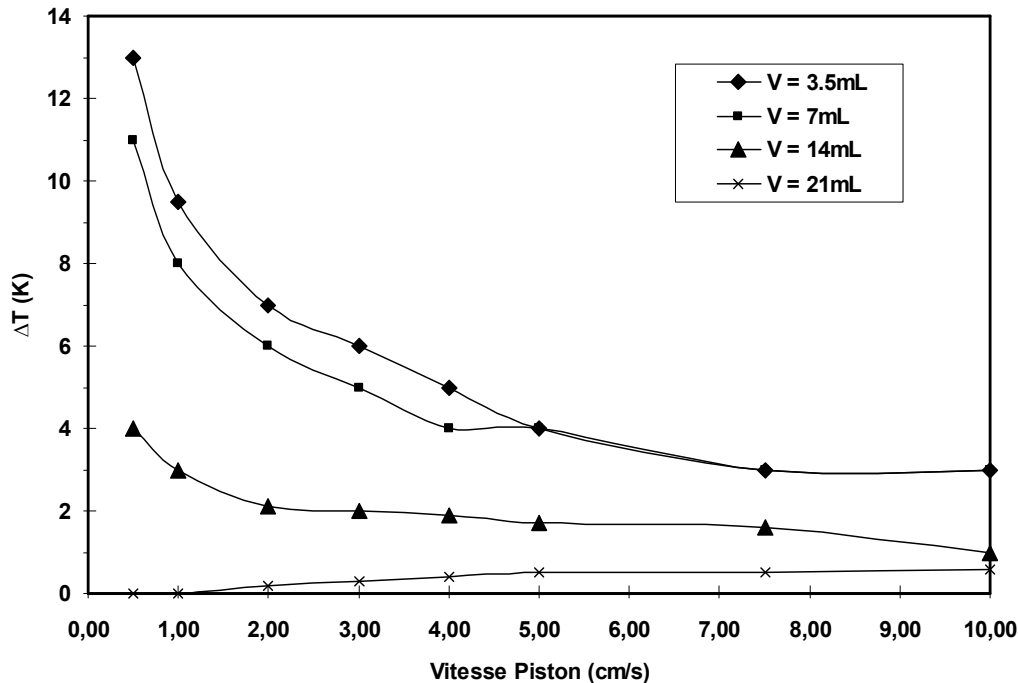


FIGURE A3.1- Evolution de la différence de température entre le côté chaud et froid de la plaque pour différents volumes, en fonction de la vitesse du piston. On constate que la vitesse peut ne pas excéder $5\text{ cm}\cdot\text{s}^{-1}$, le ΔT n'évoluant pas au delà de cette limite.

On constate que le moteur n'a pas besoin de pousser le piston à une vitesse supérieure à $5\text{ cm}\cdot\text{s}^{-1}$. En effet, au delà de cette valeur, la différence de température n'évolue plus. De plus, un fort volume de fluide n'est pas utile, les résultats montrent que l'effet AMR n'est pas assuré avec une trop grande quantité de fluide. Cependant, considérant éventuellement que des poudres seront testés dans le DEMC (ayant donc un comportement thermique différent qu'un régénérateur à plaques), nous avons préféré pouvoir assurer un volume important de fluide.

Il est nécessaire de rappeler que cette étude est approximative. En effet, le modèle étant relativement simplifié, il s'agissait de déterminer un ordre de grandeur permettant le dimensionnement du moteur. Cela nous a permis néanmoins de choisir un moteur parmi une gamme disponible très vaste.